

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Dopravní technika a technologie

Návrh převodových poměrů převodovky automobilu

Design of Vehicle Gearbox Gear Ratios

Student:

Martin Sedlář

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Michal Richtář

Ostrava 2014

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Institut dopravy

Zadání bakalářské práce

Student: **Martin Sedlář**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2301R003 Dopravní technika a technologie
Téma: Návrh převodových poměrů převodovky automobilu
Design of Vehicle Gearbox Gear Ratios

Zásady pro vypracování:

1. Úvod
2. Teoretický rozbor problému
3. Analýza stávajících řešení převodovek
4. Návrh odstupňování převodových stupňů
5. Závěr

Seznam doporučené odborné literatury:


Matějka, R.: Vozidla silniční dopravy II, Bratislava: ALFA Bratislava, 1990, ISBN 80-7100-074-4
Vlk, F.: Motorová vozidla I, Brno: VUT Brno, 1989, ISBN 80-214-0038-2
Kovanda, J., Resl, I., Socha, J.: Konstrukce automobilů. ČVUT, Praha, 1997. 120 pp., ISBN 80-01-01624-2
Apetaur, M., Stejskal, V.: Motorová vozidla VI. Praha: ČVUT Praha, 1991.


Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Michal Richtář**

Datum zadání: 17.02.2014
Datum odevzdání: 19.05.2014




doc. Ing. Aleš Slíva, Ph.D.
vedoucí katedry


doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 18.5.2014



podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mě požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své bakalářské práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 18.5.2014.....


.....

podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce:

Martin Sedlář

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Luká 65, 783 24 Slavětín

Anotace diplomové práce

SEDLÁŘ, M. *Návrh převodových poměrů převodovky automobilu*: bakalářská práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra institut dopravy, 2014, 47 s. Vedoucí práce: Ing. Michal Richtář.

Bakalářská práce se zabývá návrhem převodových poměrů převodovky v automobilu Škoda Fabie. V práci je obsažena teoretická a výpočtová část. Teoretická část se zabývá rozdělením a teoretickým rozbořem převodovek a jejich odstupňováním. V této části jsou uvedeny nejčastěji používané převodovky osobních automobilů. Výpočtová část obsahuje výpočet jednotlivých jízdních odporů, maximálních rychlostí pro zařazený stupeň, hnacích sil, zrychlení a výpočet součinitele vlivu rotujících hmot. Dále výpočtová část obsahuje návrh převodových poměrů geometrickým i progresivním odstupňováním u pětistupňové a šestistupňové převodovky a vyhodnocení vlivu úprav dle pilového diagramu.

Annotation of bachelor thesis

SEDLÁŘ, M. *Design proposal of a car gear ratios*: bachelor thesis. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Engineering, The Institute of Transport, 2014, 47 p. Supervisor of thesis: Ing. Michal Richtář.

This thesis deals with design proposal of gear ratios of a Škoda Fabia gear. There is a theoretical and practical part in this thesis. The theoretical part deals with distribution and theoretical analysis of gears and their gradation. In this part there are listed the most used types of a car gear. In the practical part there is a calculation of driving resistance, maximum speeds for gear ranges, force at wheel rim, acceleration and calculation of influence rotating masses factors. Practical part of this thesis also deals with design proposal of gear ratios with geometric and progressive gradation of five degree and six degree gear and evaluation of influence correction by saw diagram.

Na tomto místě bych rád poděkoval vedoucímu mé bakalářské práce panu Ing. Michalovi Richtáři za odborné vedení, laskavou pomoc, spolupráci a cenné připomínky a rady při tvorbě této diplomové práce

Obsah

Obsah	1
1 Úvod.....	5
<i>Výkonová a momentová charakteristika</i>	6
1.1 Hnací síla motoru.....	6
1.2 Jízdní odpory působící proti hnací síle motoru:	6
1.3 Síla působící proti směru jízdy vozidla	8
1.4 Výpočet převodového poměru.....	8
1.5 Odstupňování převodovky – geometrická řada $q=\text{konst.}$	10
1.6 Progresivní odstupňování převodovky $q\neq\text{konst.}$	10
2 Teoretický rozbor problému.....	12
3 Analýza stávajících řešení převodovek:.....	13
3.1 Požadavky kladené na převodovky používané u automobilů.....	13
3.2 Rozdělení převodovek:	13
Podle způsobu řazení rychlostních stupňů:	14
Podle druhu změny točivého momentu:	14
3.3 Stupňové převodovky:	14
Dvuhřídelové stupňové mechanické převodovky (s jednoduchými převody):	15
3.4 Plynulé převodovky:.....	18
3.5 Převodovky s přímým řazením.....	19
3.6 Převodovky s nepřímým řazením	22
3.7 Převodovky se samočinným řazením (automatické převodovky)	23
3.8 Řazení rychlostních stupňů pomocí zubových řadicích spojek.....	26
Řazení rychlostních stupňů pomocí zubových řadicích spojek bez synchronizace	26
4 Návrh odstupňování převodových stupňů:	28
4.1 Teoretický výpočet dynamických vlastností:	28
4.2 Výpočet originální pětistupňové převodovky 02T:	31



4.3	Návrh geometrického odstupňování převodovky 02T:	33
4.4	Návrh a výpočet progresivního odstupňování pětistupňové převodovky:	36
4.5	Návrh a výpočet progresivního odstupňování šestistupňové převodovky:	39
5	Závěr	43
	Použitá literatura:	45
	Seznam obrázků:	46

Seznam použitého označení:

Značka	Název	Jednotka
F_{PP}	hnací síla motoru	[N]
M_k	skutečný točivý moment motoru	[Nm]
M_t	točivý moment motoru	[Nm]
G	tíha vozidla	[kg]
F_{K1}	síla působící proti směru jízdy vozu	[N]
R	rozsah rychlostních stupňů	[-]
H_p	výška pneumatiky	[mm]
O_k	obvod kola	[m]
P_k	potřebný výkon na kolech	[kW]
P_m	potřebný výkon motoru	[kW]
I_m	moment setrvačnosti	[kgm ²]
i_c	celkový převodový poměr převodového ústrojí	[-]
r	poloměr kola	[m]
o_f	odpor valení	[N]
m	celková hmotnost vozidla	[kg]
o_s	odpor stoupání	[N]
o_v	odpor vzduchu	[N]
p_d	dynamický tlak vzduchu	[Pa]
c_x	součinitel odporu vzduchu	[-]
s_x	čelní plocha vozidla	[m ²]
o_a	odpor zrychlení	[N]
z	počet rychlostních stupňů	[-]
q	nejmenší poměr sousedních převodů	[-]

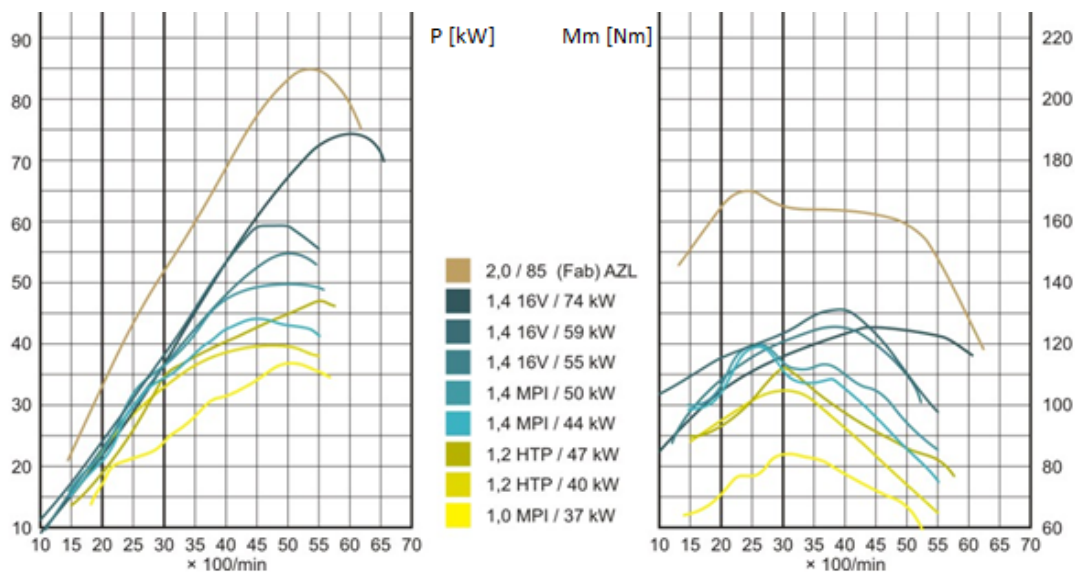
y	stupeň progresivity	[-]
d_d	průměr disku	[mm]
d_{dp}	průměr kola	[']
h_c	celková výška kola	[m]
o_v	ddpor vzduchu	[N]
p_B	tlak v pneumatikách	[bar]
f	součinitel odporu valení	[-]
o_f	odpor valení	[-]
v	rychlost vozidla	[km/h]
n_{SM}	otáčky motorů	[ot/s]
a	zrychlení vozu	[m * s ⁻²]
n_{max}	maximální otáčky	[ot/min]
n_{Mmax}	otáčky při max. točivém momentu	[ot/min]
γ_c	celková mechanická účinnost převodového ústrojí	[-]
α	úhel sklonu vozovky	[°]
ρ	hustota vzduchu	[kg/m ³]
δ	součinitel vlivu rotačních hmot	[-]
μ	ztráty v převodu	[-]

1 Úvod

Bakalářská práce se zabývá návrhem převodových poměrů dvouhřídelové převodovky, která je použita u vozu Škoda Fabia roku výroby 2001. Níže v tabulce jsou uvedeny základní parametry potřebné k výpočtům.

Fyzické parametry Škody Fabia 1.4 16V:	
Pohotovostní hmotnost	1140 kg
Užitečná hmotnost	420 kg
Hmot. brzděného přívěsu	1580 kg
Počet dveří	5
Počet míst	5
Rozchod kol vpředu	1419 mm
Rozchod kol vzadu	1408 mm
Rozvor náprav	2462 mm
Motor, výkon:	
Druh motoru	řadový
Umístění motoru	vpředu napříč
Příprava směsi	vícebodové vstřikování
Poháněné nápravy	přední
Převodovka	Manuální
Počet rychl. stupňů (man.)	5
Zdvihový objem	1390 ccm
Počet válců	4
Počet ventilů	16
Točivý moment	126 Nm při 4400 ot/min
Výkon	74 kW při 6000 ot/min
Maximální rychlost	152 km/h
Zrychlení z 0 na 100 km/h	11,5 s
Pneumatiky:	
Sériový rozměr pneumatik	185/60 R14 H
Tlak v pneumatikách	2,2 bar
Převodové poměry převodovky 02T:	
i0	3,882
i1	3,455
i2	2,095
i3	1,433
i4	1,079
i5	0,891

Dále jsem uvedl výkonovou a momentovou charakteristiku motoru, ze které jsem vyčetl jednotlivé točivé momenty v závislosti na otáčkách.



Výkonová a momentová charakteristika

1.1 Hnací síla motoru

Pro jízdu osobním automobilem Škoda Fabia je potřeba na přední hnací kola přivádět vznětovým motorem o objemu 1.4 [dm³] točivý moment M_k , který tvoří hnací sílu působící ve styku pneumatiky s jízdním povrchem. Ramenem je poloměr kola. [1] [3]

$$F_K = \frac{M_k}{r} [N], M_k = M_t * i_c * Y_c [Nm]$$

kde: M_k – skutečný točivý moment motoru [Nm]

M_t – točivý moment motoru [Nm]

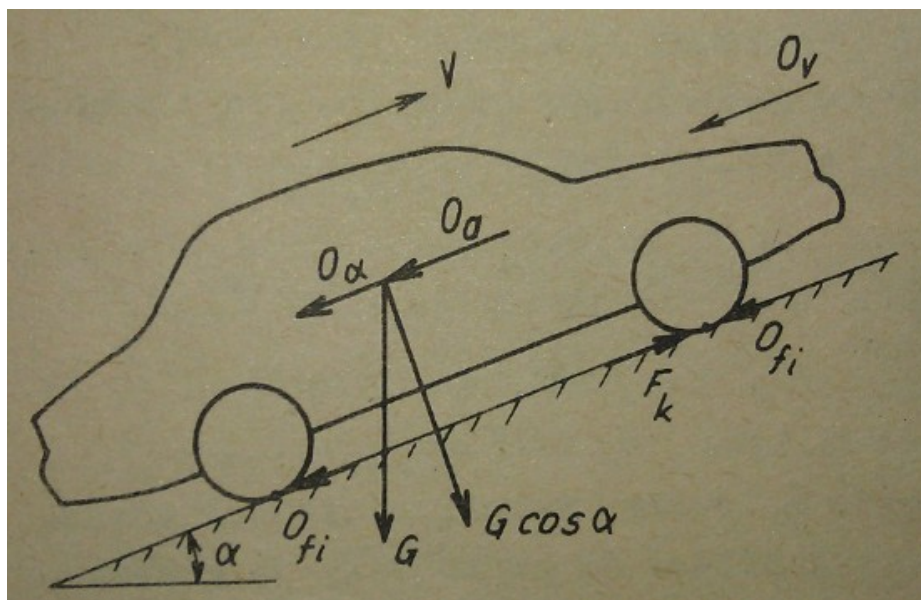
i_c – celkový převodový poměr převodového ústrojí

Y_c – celková mechanická účinnost převodového ústrojí

r – poloměr kola [m]

1.2 Jízdní odpory působící proti hnací síle motoru:

Proti hnací síle motoru působí síly, které se nazývají jízdními odpory a dosazují se do pohybové rovnice jízdy vozidla. [1] [3]



Obr 1.1 schéma sil působících na vozidlo [1]

-odpor valení $O_f = G \cdot \cos \alpha \cdot f = m \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot f$ [N]

Tíhová síla se rozkládá do dvou rovin a to do roviny kolmé a rovnoběžné k vozovce. Odpor valení působí proti směru jízdy vozidla a vychází z bodu těžiště. [1] [3]

kde: G – tíha vozidla [kg]

α – úhel sklonu vozovky [°]

f - součinitel odporu valení [-]

m – celková hmotnost vozidla [kg]

-odpor stoupání působící v těžišti

Tíhová síla se rozkládá na dvě složky. Ta rovnoběžná s vozovkou je odpor stoupání, který působí v těžišti. [1] [3]

$$O_s = G \cdot \sin \alpha, \text{ nebo } O_s = \frac{s}{100} [N]$$

kde: s – stoupání [%]

-odpor vzduchu

Odpor vzduchu je způsobený ztrátami, ke kterým dochází prouděním vzduchu kolem automobilu. Ovlivňují ho tvary a čelní rozměry vozu, rychlost jízdy a hustota vzduchu. Působí vždy proti směru jízdy. [1] [3]

$$o_v = p_d * c_x * s_x = \frac{1}{2} * \rho * v^2 * c_x * s_x \text{ [N]}$$

kde: p_d -dynamický tlak vzduchu [Pa]

c_x -součinitel odporu vzduchu [-]

s_x -čelní plocha vozidla [m^2]

v -rychlost vozidla [m/s]

ρ -hustota vzduchu [kg/m^3]

-odpor zrychlení (setrvačnosti) $o_a = m * a * \delta$ [N]

kde: m -celková hmotnost vozidla [kg]

a - zrychlení [m/s^2]

δ -respektující vliv hmot rotujících částí motoru, má pro každý převodový stupeň jinou hodnotu [-]

-odpor tahu o_t se u osobních automobilů nebere v úvahu

1.3 Síla působící proti směru jízdy vozidla

Součtem všech jízdních odporů, které působí proti hnací síle motoru, dostaneme rovnici, která vyjadřuje rovnováhu sil $F_{PP} = o_f \pm o_s + o_v + o_a + o_t$ [N]. [1] [3]

1.4 Výpočet převodového poměru

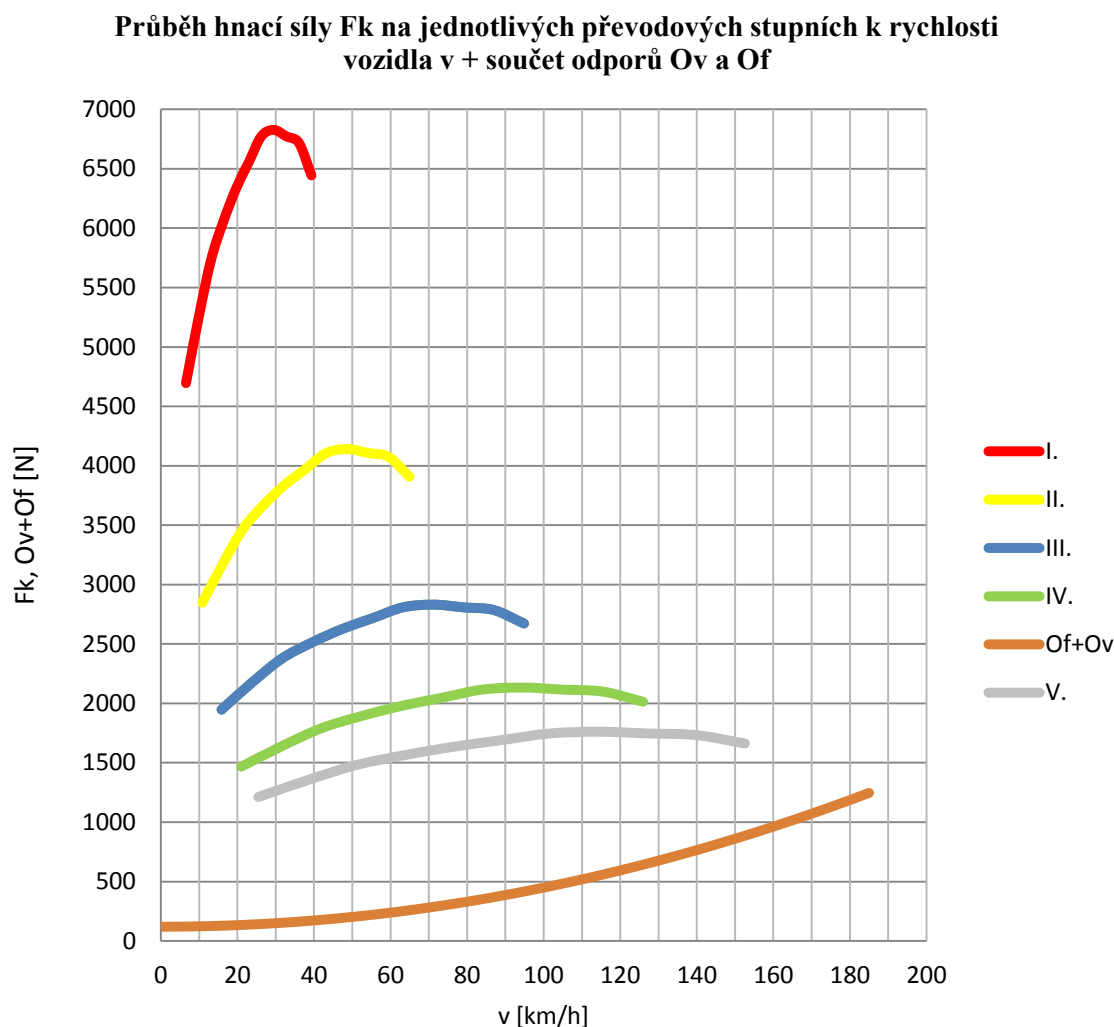
Velikost převodového poměru udává, v jakém poměru se změní otáčky hnacího hřídele vůči otáčkám hnaného hřídele.

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{D_2}{D_1}$$

Převod dopomaha (reduktor) $i > 1$, se používá u rozjezdu automobilu, při jízdě do kopce nebo při převozu těžkého nákladu. Jeho výsledkem je vysoká akcelerace, ale nízká max. rychlost vozu. Převod dorychla (rychloběh) $i < 1$ se používá pro jízdu vyšší až maximální rychlostí, většinou jízdou po rovině. Když $i = 1$, jedná se o spojku. [7] [4]

Při volbě počtu a odstupňování rychlostních stupňů se vychází z F-v diagramu, který je určen hyperbolou dle vzorce. [7]

$$P = F \cdot v \text{ [N]}$$



Obr.1.2 F-v diagram odstupňování převodovky 02T

1.5 Odstupňování převodovky – geometrická řada $q=\text{konst.}$

Je dán nejnižší převodový stupeň i_1 , nejvyšší převodový stupeň i_z a musí se určit i_2, i_3 až i_{z-1} . Dále se určuje počet rychlostních stupňů z , který se musí zaokrouhlit na nejbližší celé číslo. Kvocient $q=\text{konstanta}$. [4] [6]

Kvocient: $q = \frac{i_1}{i_2} = \frac{i_2}{i_3} = \frac{i_3}{i_4} \dots \frac{i_{z-1}}{i_z} = \text{konst.}$ (poměr dvou po sobě jdoucích převodů)

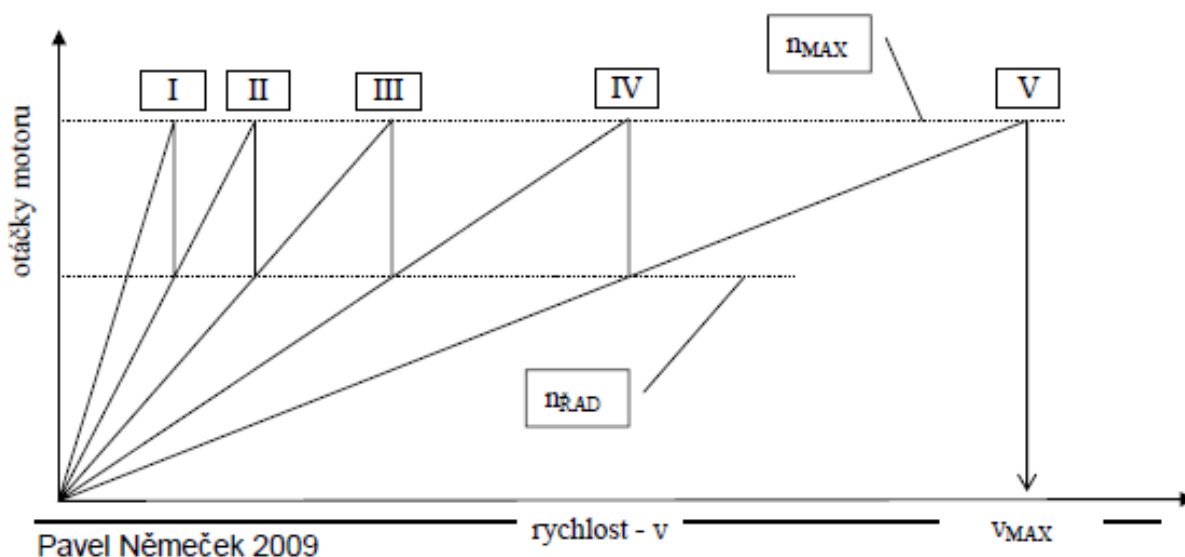
$$i_1 = i_2 * q = i_3 * q^2 \dots i_z * q^{z-1} \rightarrow q = \sqrt[z-1]{\frac{i_1}{i_z}} = \sqrt[z-1]{\frac{i_{MAX}}{i_{MIN}}}$$

Převody na jednotlivých stupních: $i_2 = \frac{i_1}{q}$; $i_3 = \frac{i_2}{q}$; $i_4 = \frac{i_3}{q} \dots i_{z-1} = \frac{i_{z-2}}{q}$

Rozsah rychlostních stupňů: $R = \frac{i_1}{i_z} = q^{z-1}$

Počet rychlostních stupňů: $z = \frac{\log R}{\log q} + 1$

Nevýhodu geometrického odstupňování zřetelně ukazuje pilový diagram. Spočívá v poměrně velkém rozdílu rychlostí mezi sousedními převodovými stupni (I-II, IV-V)



Obr.1.3 Pilový $n-v$ diagram pro geometrickou řadu [4]

1.6 Progresivní odstupňování převodovky $q \neq \text{konst.}$

Je dán nejnižší převodový stupeň i_1 , nejvyšší převodový stupeň i_z a musí se určit i_2, i_3 až i_{z-1} . Dále se určuje počet rychlostních stupňů z , který se musí zaokrouhlit na nejbližší vyšší celé číslo. Kvocient q se zmenšuje se zvyšujícím se i . [4] [6]

$q_{(z-1)-z} < q_{(z-2)-(z-1)} < \dots < q_{3-4} < q_{2-3} < q_{1-2}$ což značí:

$$\frac{i_1}{i_2} > \frac{i_2}{i_3} > \frac{i_3}{i_4} > \frac{i_4}{i_5} > \frac{i_{z-1}}{i_z}$$

Stupeň progresivity y :

$y = \frac{q_{1-2}}{q_{2-3}} = \frac{q_{2-3}}{q_{3-4}} = \frac{q_{3-4}}{q_{4-5}} = \frac{q_{(z-2)-(z-1)}}{q_{(z-1)-z}} = \text{konst.}$ Toto je jedna z možností volby progresivity

$$\begin{aligned} q_{1-2} &= y * q_{2-3} = y^2 * q_{3-4} = y^3 * q_{4-5} = y^{z-1} * q_{(z-1)-z} = y * \frac{i_2}{i_3} = y^2 * \frac{i_3}{i_4} \\ &= y^3 * \frac{i_4}{i_5} = y^{(z-2)} * \frac{i_{z-1}}{i_z} \end{aligned}$$

Převody na jednotlivých stupních i :

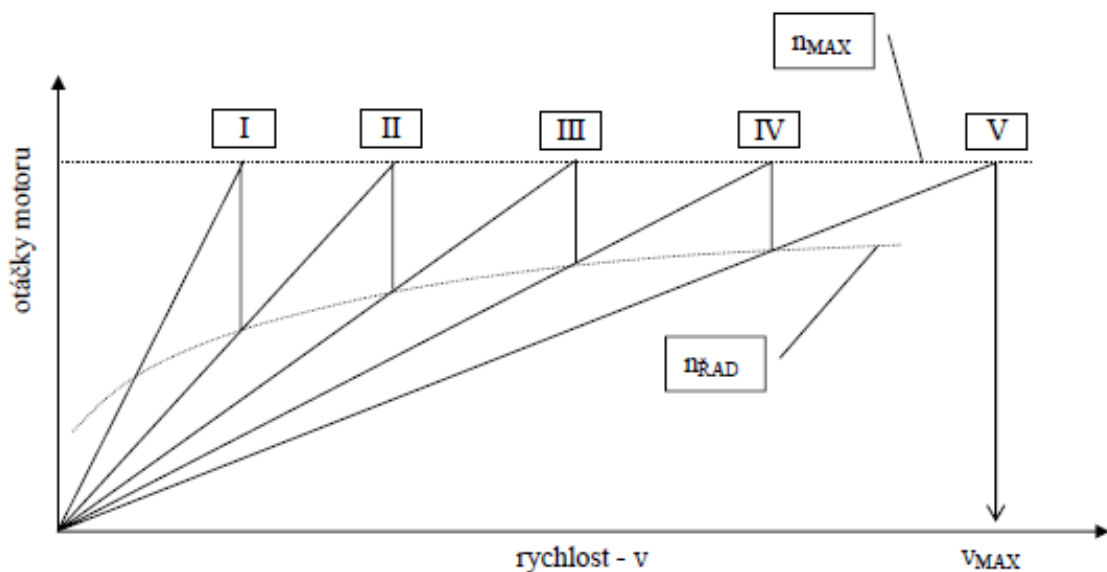
$$i_2 = \frac{i_1}{q_{1-2}}; i_3 = \frac{i_2}{q_{2-3}}; i_4 = \frac{i_3}{q_{3-4}}; i_{z-1} = \frac{i_{z-2}}{q_{(z-2)-(z-1)}}; i_z = \frac{i_{z-1}}{q_{(z-1)-z}}$$

Rozsah rychlostních stupňů R :

$$R = \frac{i_1}{i_z} = q_{(z-1)-z}^{z-1} * y^{\frac{z^2-3*z+2}{2}} \rightarrow y = \sqrt{\frac{R}{q_{(z-1)-z}^{z-1}}} \quad q_{(z-1)-z} \text{ je nutné zvolit}$$

Počet rychlostních stupňů z se vypočte z rovnice:

$$z^2 * \left(\frac{\log y}{2} \right) + z * (\log q_{(z-1)-z} - \frac{3}{2} \log y) - \log q_{(z-1)-z} + \log y - \log R = 0 \rightarrow y$$



Obr. 1.4 Pilový n - v diagram u progresivního odstupňování [4]

2 Teoretický rozbor problému

Převodovka funguje na základě mechanického převodu, který mění vstupní otáčky z hřídele motoru na výstupní otáčky hnacího ústrojí automobilu. Tedy zvyšováním a snižováním otáček dochází ke změně velikosti točivého momentu M_m . Výkon je teoreticky konstantní, to znamená, že se zvyšuje síla na hřídeli při snížení otáček, nebo se snižuje síla při zvýšení otáček. Přenos výkonu ale v praxi podléhá ztrátovým vlivům účinnosti převodu. Dobré převodovky mají celkovou účinnost větší než je 93 %. Při pohonu jedné nápravy by neměly celkové ztráty v převodech klesnout pod 85 % . U nákladních automobilů, které jsou určené pro jízdu v terénu, bývá účinnost převodového ústrojí často ještě nižší. [8] [2]

Změnou převodového poměru i docílíme změny výstupních otáček hnacího ústrojí automobilu při konstantním výkonu, ale hlavně výrazné změny rychlosti a síly automobilu, která se bude lišit podle toho, jestli pojedou vozidlo do kopce, z kopce nebo po rovině. Motor ale bude schopen pracovat v optimálních otáčkách pro spotřebu paliva a celkové životnosti motoru. [8]

Zpřevodování musí být vyřešeno s ohledem k motoru, který bude k převodovce náležet. Motory, které mají nízký rozsah otáček (často závodní motory) vyžadují vyšší počet převodových stupňů (5-7). Velkoobjemovým motorům s velkým kroutícím momentem, nebo s vysokým rozsahem provozních otáček stačí převodovky se čtyřmi stupni převodu. V dnešní moderní době se většinou používají převodovky s větším počtem převodových stupňů, protože tyto převodovky zajišťují lepší provoz motoru v optimálních provozních otáčkách. Moderní motory mají dostatek výkonu, proto se nemusí tolik dbát na jeho využití. Větší počet převodových stupňů je také důležitý pro dosažení nízké spotřeby, protože motor spotřebuje nejméně paliva pouze v úzkém spektru otáček a těch se dosahuje právě přeřazením na určitý převodový stupeň. Pro optimální využití dnešních moderních motorů z hlediska výkonu a spotřeby je obecně známo použití sedmi převodových stupňů. [8]

Převodový poměr i se značí poměrem počtu zubů hnaného a hnacího kola, nebo průměrů převodových kol. Když $i=1$, jedná se o spojku. Když i je menší než 0, jde o rychloběh (převod do rychla) a když i je větší než 0, tak se jedná o reduktor (převod do pomala). [8] [2]

3 Analýza stávajících řešení převodovek:

3.1 Požadavky kladené na převodovky používané u automobilů

Na automobilové převodovky jsou kladeny následující požadavky. Je zřejmé, že všechny tyto požadavky nesplňuje žádná převodovka. U silničních vozidel se používají různé druhy převodovek, které se zvolí podle požadovaných vlastností převodovky daného automobilu.

- Vysoká spolehlivost a životnost
- Nízká hmotnost
- Nízká hlučnost
- Snadná obsluha
- Jednoduchost konstrukce, údržby a opravy převodovky
- Možnost brzdění motorem, nebo retardérem (zpomalovačem)
- Dobré funkční vlastnosti zajišťující dobrý rozjezd, spotřebu paliva, akceleraci, stoupavost, pлавné a rychlé řazení
- Vyjíměčně možnost spuštění motoru roztažením automobilu
- Možnost připojení pomocných pohonů
- Nízká cena
- Malé rozměry, zejména délka s ohledem na úhel spojovacích (respektive kloubových) hřídelů

[2] [5]

3.2 Rozdělení převodovek:

Podle způsobu změny převodového poměru:

- stupňové
- plynulé

Podle druhu převodu:

- Převodovky s ozubenými zuby
 - S přímým ozubením – dnešní použití u automobilů pouze pro zpětný chod
 - Se šikmým ozubením – ozubená kola jsou uložena na valivých ložiscích a výhodou je tichý záběr
- Planetové

- Řetězové převodovky
- Variátory (řemenové převodovky)
- Třecí převodovky
- Hydrostatické převodovky
- Hydrodynamické převodovky (měnič momentu)
- Elektrické

Podle způsobu řazení rychlostních stupňů:

- převodovky s přímým řazením
Řazení jednotlivých převodových stupňů je závislé na řidiči
- převodovky s nepřímým řazením
Řazení je prováděno pomocným zařízením
- převodovky se samočinným řazením
Volba jednotlivých převodových stupňů je prováděna samočinně

Podle druhu změny točivého momentu:

- Mechanické převodovky
- Hydromechanické převodovky
- Hydrostatické převodovky

[2]

3.3 Stupňové převodovky:

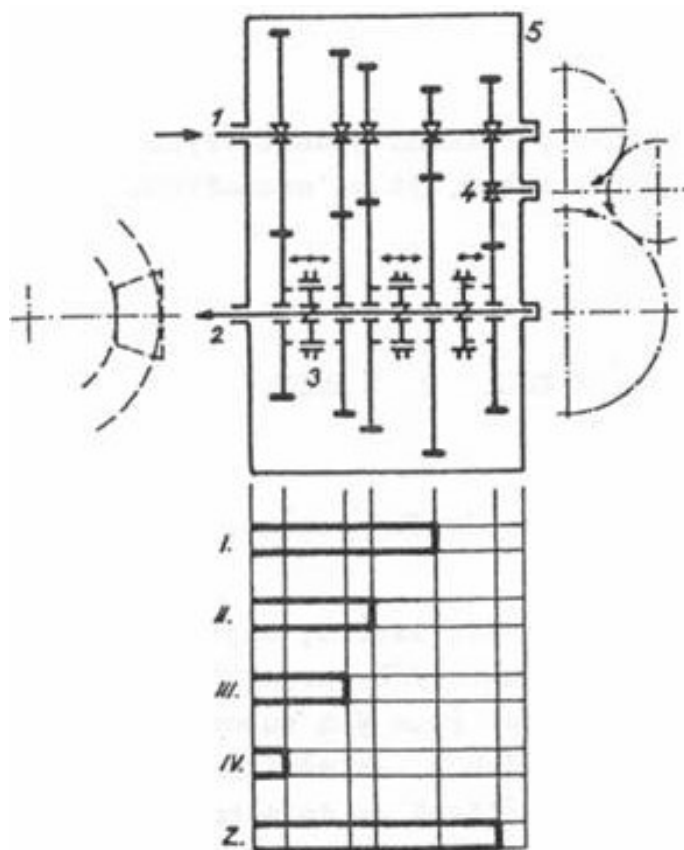
Jedná se o převodovky s převody tvořenými ozubenými koly a u kterých je změna převodového poměru tvořena stupňovitě. Při změně převodového stupně (řazení) je nutné, aby se přerušil přenos točivého momentu pomocí spojky. To je ovšem nevýhoda, hlavně při jízdě do kopce. [2] [7]

U nynějších moderních převodovek jsou ve stálém záběru všechna kola převodovky, která mají šikmé ozubení. Změna převodového stupně (řazení) probíhá

zasouváním zubových spojek. Jejich provedení se dělí na zubové spojky bez synchronizace, nebo se synchronizací otáček řazených zubových spojek. [2]

Dvouhřídelové stupňové mechanické převodovky (s jednoduchými převody):

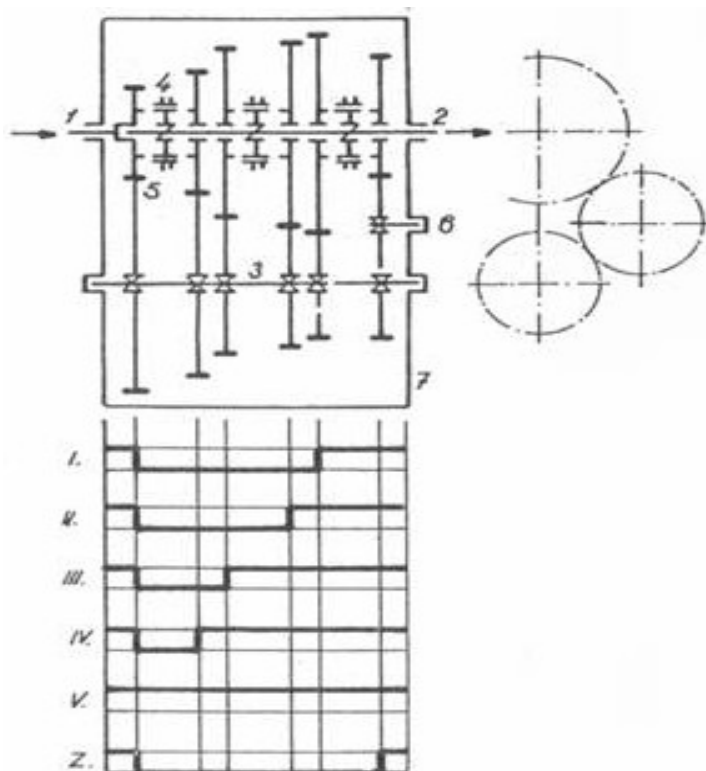
Jedná se o převodovky, u kterých je každý dopředný převodový stupeň vytvořen jedním hnacím a jedním hnaným ozubeným kolem s vnějším čelním a většinou šikmým ozubením. Tato ozubená kola jsou uložena na hnacím a hnaném hřídeli, které mění smysl otáčení. Ty jsou umístěny rovnoběžně pod sebou a nemění svoji vzájemnou polohu. Dvouhřídelové mechanické stupňové převodovky se nejčastěji používají u automobilů s předním pohonem (Škoda Fabia 1.4 16 W). Výkon se přenáší vždy dvojicí vnějších čelních ozubených kol. Výjimku tvoří nejvyšší převodový stupeň, u kterého není přímý záběr možný, z důvodu zpětného chodu (zpátečky). Výhodou dvojhřídelové převodovky je dobrá účinnost, jednodušší konstrukce a menší rozměry. [2]



Obr. 2.1 Dvouhřídelová převodovka (1-hnací hřídel, 2-hnaný hřídel, 3-zubová spojka, 4-čep zpětného chodu, 5-skříň převodovky) [2]

Tříhřídelové stupňové mechanické převodovky (s dvojími převody):

Jedná se o převodovky, u kterých je každý převod dopředných převodových stupňů vytvořen dvojicí hnacích a dvojicí hnaných vnějších čelních ozubených kol. Ta jsou uložena na hnací, hnaném a předlohovém hřídeli, které nemění svoji vzájemnou polohu (vstup→předloha→výstup). Hnací hřídel je umístěn vedle hnaného hřídele a předlohový hřídel je k oběma rovnoběžný. Tříhřídelové mechanické stupňové převodovky se používají u osobních automobilů s motorem umístěným vepředu a pohonem zadních kol (např. BMW) a u nákladních vozů. Tato převodovka umožňuje přímý záběr v případě, když točivý moment od motoru vstupuje přes hnací hřídel a zubovou spojku přímo na souosý hnaný hřídel, který z převodovky vystupuje. Nyní předlohový hřídel nepřenáší žádný točivý moment, přesto se ale otáčí. Při přímém záběru funguje tříhřídelová mechanická stupňová převodovka bez ozubených kol, ale při všech ostatních převodových stupních je v záběru jeden pár hnacích a jeden pár hnaných ozubených kol, které určují převodový poměr (převodový poměr soukolí stálého záběru a soukolí zařazeného převodového stupně). Oproti dvojhřídelové převodovce se trojhřídelová převodovka vyznačuje nižší účinností, složitější konstrukcí a většími rozměry. [2]



Obr. 2.2 Tříhřídelová převodovka Praga 5P80

(1-hnací hřídel, 2-hnaný hřídel, 3-předlohový hřídel, 4-zubová spojka, 5-soukolí stálého záběru, 6-čep zpětného chodu, 7-skříň převodovky) [2]

Podle počtu převodových stupňů rozlišujeme převodovky na:

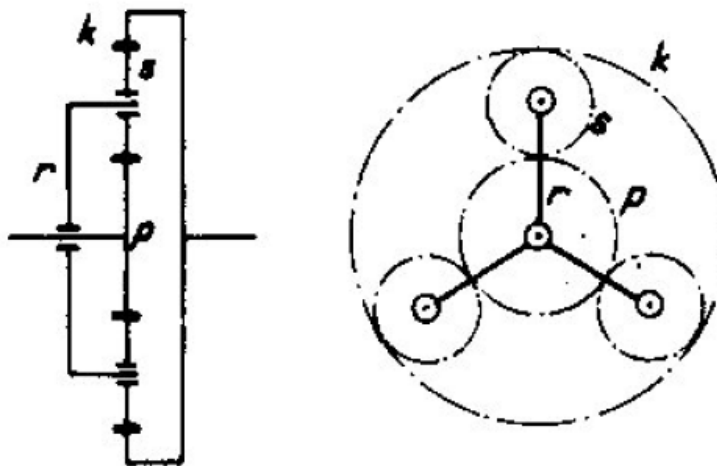
- Třístupňové
- Čtyřstupňové
- Pětistupňové
- Šestistupňové
- Vícestupňové

Planetové stupňové převodovky s ozubenými koly:

Planetové převodovky umožňují řazení rychlostních stupňů bez přerušení toku točivého momentu, to znamená, že řazení probíhá pod zatížením. Převodovka je složena z několika členů (centrálního kola, korunového kola, unášče) a z jednoho, nebo několika satelitů. Výhodou oproti čelnímu soukolí je, že v ozubení působí menší síly a modul ozubení může být menší z důvodu rozdělení přiváděného točivého momentu na několik satelitů. Dalšími výhodami jsou velice dobrá účinnost a možnost přenášet vysoké otáčky. Nevýhodou je cena převodovky a velký počet součástí při větším počtu převodových stupňů. [2] [9]

Funkční stavy planetového soukolí:

- a) převod-zastavením jednoho ze tří členů
- b) spojka-spojením dvou (nebo více) členů, otáčí se jako jeden kus
- c) diferenciál-všechny tři členy zůstanou volné



Obr. 2.3 Schéma planetového soukolí

(*p*-centrální kolo, *s*-satelity, *k*-korunové kolo, *r*-unašeč satelitů) [9]

3.4 Plynulé převodovky:

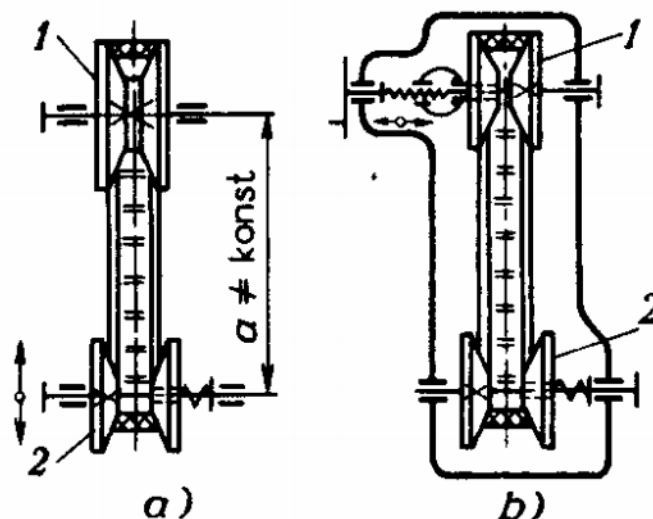
Jedná se o převodovky, u kterých ke změně převodových poměrů nedochází stupňovitě, ale plynule. To má za výhodu odstranění rázů při změně převodového stupně (řazení) u mechanických stupňových převodovek s ozubenými koly. Další výhodou je, že ke změně převodového poměru dochází při zatížení, tedy nedochází k přerušení točivého momentu. Změna převodového poměru se zajišťuje pomocí dvou kol s proměnlivým převodem, která jsou spojena ocelovým pásem. Plynulé převodovky se dělí na převodovky třecí (převodový poměr se mění pomocí změny průměrů hnací a hnané řemenice) a na převodovky, které využívají hydrostatický měnič točivého momentu (převodový poměr se mění hydraulicky). Ty se ale u automobilů používají jen velmi zřídka z důvodů velkých rozměrů, vysoké hmotnosti a ceny. [7]

Variátory:

Variátory, které mají zkratku CVT (Continuously Variable Transmission = plynule měnitelný převod) používají pro přenos točivého momentu dvě kola (řemenice), která jsou schopna měnit svůj průměr. Tato kola jsou spolu spojena pásem z ocele, který je složen z velmi přesných článků. To má za výhodu, že nedochází k rázům a trhání, jako při řazení u stupňových převodovek. CVT převodovky se dělí na dvoustupňový a jednostupňový převod. [7]

Princip dvoustupňového převodu je, že je složen ze dvou kuželových kol, která jsou dělená. Tato kola se od sebe přibližují, nebo naopak oddalují. Tím se mění jejich průměr, tedy i převodový poměr. [7]

U jednostupňového převodu se převodový poměr mění pomocí změny osové vzdálenosti kuželových kol. Jedna řemenice je pevná, druhá posuvná. [7]



Obr. 2.4 Schéma variátorů: a) jednostupňový převod (1-pevná řemenice, 2-posuvná řemenice), b) dvoustupňový převod [7]

Další druhy plynulých převodovek:

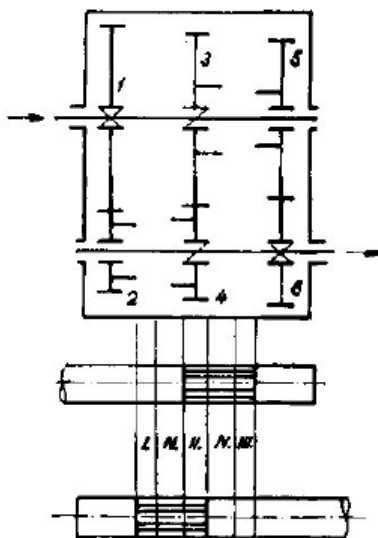
- převodovka Variomatic
- převodovka s elektronickým ovládáním ECVT
- převodovka Hypertronic CVT
- převodovka Extroid CVT
- převodovka Multitronic
-

3.5 Převodovky s přímým řazením

Postupné řazení:

Používá se u motocyklů. Řazení probíhá posunováním řadicí páky pouze v jedné rovině. Nevýhodou je nepřeměnné pořadí, jakým musíme řadit. Z prvního převodového stupně na třetí a obráceně je nutné přeřadit přes druhý převodový stupeň. Výhodou je jednoduché konstrukční řešení, jednoduché ovládání a použití jedné zasouvací vidlice. U

převodovek s postupným řazením se neuvažuje zpětného chodu, proto se používají jen u motocyklů. [2]

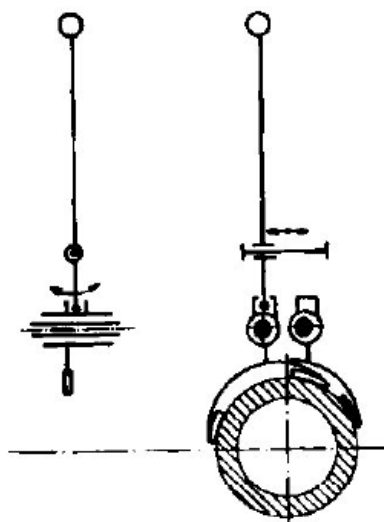


Obr. 3.1 Schéma třístupňové převodovky s postupným řazením [2]

(Činnost třístupňové převodovky s postupným řazením: I. - zubové spojky kol 2, 4 spojeny přes drážky kola 4 na hnáný hřídel; N-kolo 3 mimo drážky - volné, kola 2,5 volná; II.- kola 3, 4 na drážkách, přes ně přenos na hnáný hřídel; N-kolo 4 mimo drážky-volné, kola 2, 5 volná ; III. - zubové spojky kol 3, 5 spojeny, přes drážky kola 3 se otáčí kolo 5 a pevným kolem 6 na hnáný hřídel)

Kulisové řazení:

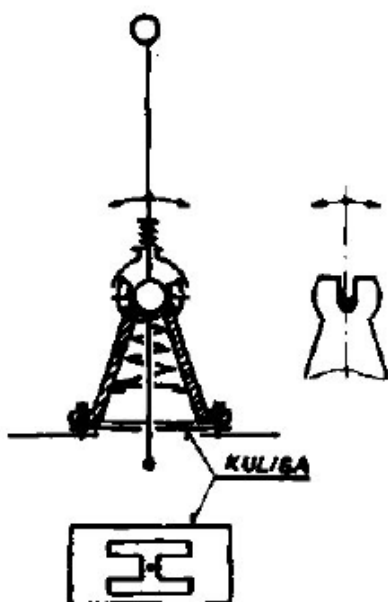
Řadící páka se pohybuje ve dvou a více na sebe rovnoběžných rovinách, je uložena na válcovém čepu a je vedena kulisou, která zajišťuje řazení z jedné roviny na druhou pouze při postavení páky na neutrální. Výhodou je, že převodové stupně mohou být řazeny v jakémkoliv pořadí. [2]



Obr. 3.2 Schéma kulisového řadičího ústrojí [2]

Kulové řazení:

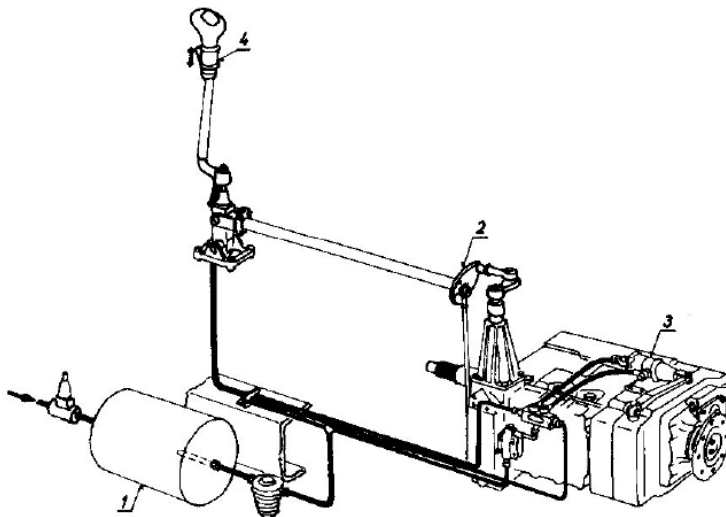
Řadičí páka se může pohybovat ve dvou a více rovnoběžných rovinách (roviny musí procházet středem kulového čepu), je uložena v kulovém čepu v kozlíku řazení převodovky a je vedena kulisou, která je umístěna uvnitř převodovky. [2]



Obr. 3.3 Schéma kulového řadičího ústrojí [2]

Odloučené řazení

Řadící páka je uložena mimo převodovku. Se zasouvacím ústrojím v převodovce je spojena mechanickými prostředky. (řazení pod volantem - Avia A30, nebo na podlaze - Škoda 105) [2]



Obr. 3.4 Schéma odloučeného řazení [2]

*(Přímé, odloučené řadící ústrojí hlavní převodovky s nepřímým vzduchovým řazením
přídavní převodovky: 1 – vzduchojem, 2 – páky a táhla mechanického přenosu
odloučeného řazení, 3 – vzduchový válec řazení přídavného převodu, 4 – řadící páka se
šoupátky)*

3.6 Převodovky s nepřímým řazením

Převodovky s nepřímým řazením se používají u nákladních nebo terénních vozidel k řazení převodových stupňů u přídavných převodovek a člení se podle druhu řadícího zařízení na:

- vzduchové řazení
- kapalinové řazení
- elektromagnetické řazení
- elektropneumatické řazení

[2]

3.7 Převodovky se samočinným řazením (automatické převodovky)

Hydrodynamická - základním prvkem je „pružné“ spojení přes hydrodynamický měnič. [2]

Hydrodynamická s uzamykáním - umožňuje uzamčení hydrodynamického měniče, tj. pevné propojení čerpadla a turbíny. Po uzamčení má vozidlo mírně nižší spotřebu a mírně vyšší výkon. Uzamčení je provedeno automaticky programem v závislosti na jízdních podmínkách a ovladačích (plyn, rychlostní stupeň). [2]

Mechanická automatická - je normální mechanická převodovka se suchou spojkou (jako u manuálního řazení), s tím rozdílem, že řidič spojku a řadicí páku vůbec nemá a nepoužívá, řazení se provádí samočinně elektronicky a řídí jej počítač. Elektronika zvládne přeřazení rychleji než člověk, tudíž přerušení tahu motoru je jen pouhý okamžik. [2]

Dvojspojková automatická (DSG) - je normální mechanická převodovka se dvěma spojkami (zvlášť pro sudé a liché stupně), v každém okamžiku jsou zařazeny dva rychlostní stupně a samotné přeřazení představuje vypnutí první spojky a zapnutí druhé spojky. Obvykle s možností přímého řazení (obdoba sekvenčního řazení). [4]

Variátorová automatická (CVT) - je typ převodovky, která plynulou změnou převodového poměru mezi vstupní a výstupní hřídelí využívá proměnného převodu nahoru i dolů. [2]

Principem je změna vzdálenosti mezi kužely, kdy je dosaženo změny poloměru (průměru), přes který je veden řemen. Poloha kuželů na straně hnané i hnací hřídele musí být taková, aby obvodová vzdálenost převodu, byla shodná s délkou řemenu.

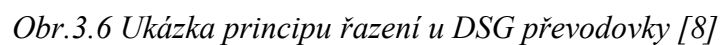
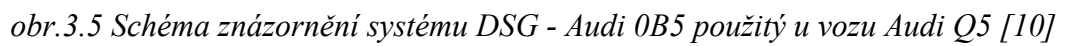
Poloautomatická převodovka DSG (Direkt-Schalt Getriebe nebo také Direct Shift Gearbox)

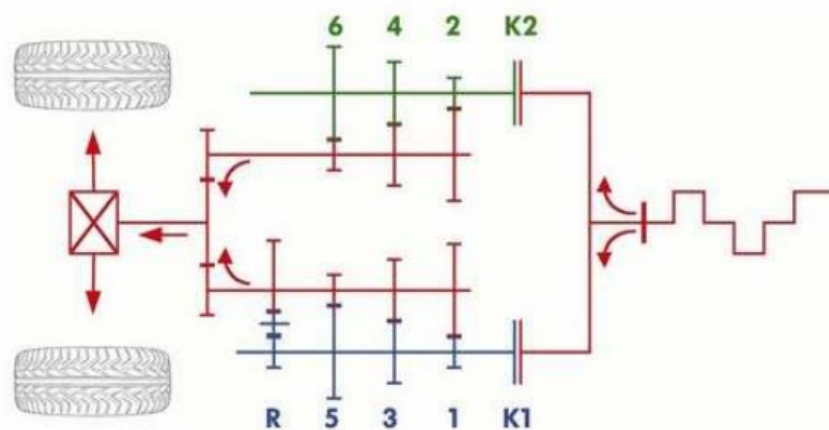
Základem této převodovky je tříhřídelová šestistupňová převodovka složená ze dvou paralelně uspořádaných převodovek (Dual-clutch) a s dvojicí vstupních a dvojicí výstupních hřídelů. Vstupní hřídele jsou z prostorových důvodů vloženy do sebe (jeden z nich je dutý a druhý ním prochází). Jedna převodovka tvoří větev s lichými převodovými stupni (1,3,5) včetně zpětného chodu a druhá převodovka tvoří větev se sudými převodovými stupni (2,4,6). [9] [8] [10]

Při rozjezdu (sešlápnutím plynového pedálu) se zařadí první převodový stupeň z první větve převodovky, který je spojen s motorem vícelamelovou spojkou v olejové lázni a zároveň se naprázdno zařadí druhý převodový stupeň ze druhé větve převodovky. Naprázdno, protože je spojka č.2 vypnutá. Celý proces provádí hydraulický ovládací píst. Automaticky (podle otáček), nebo pokynem od řidiče (použitím pádla pod volantem) dojde k impulsu přeřazení na druhý převodový stupeň. To se děje postupným vypínáním spojky č.1, a sepnutím spojky č.2. V momentu, kdy je spojka č.2 sepnuta, spojka č.1 připraví zařazení třetího převodového stupně z první větve převodovky, který je opět zařazen naprázdno. Obdobně se řadí až do šestého převodového stupně. Při poklesu otáček je tomu naopak, zařadí se stupeň o jeden nižší. Jednotlivé procesy řídí mechatronický modul, na základě informací senzorů motoru a převodovky. [9] [8] [10]

Výhodou DSG je změna převodových stupňů při zátěži (nedochází k ubírání plynu), což se projevuje větší akcelerací, než u převodovek s manuálním řazením. Řazení je velmi rychlé. U přeřazování o jeden převodový stupeň se jedná o dobu do 0,4 s a při přeřazování o více převodových stupňů do 0,9 s. DSG je schopna přenášet kroutící moment M_k do 350 Nm a její hmotnost je kolem 90 kg. Další výhodou je, že při ekonomickém způsobu jízdy jsme schopni docílit příznivé spotřeby paliva, protože volbou vhodných převodových stupňů motor běží v optimálních pracovních otáčkách. [9] [8] [10]

První myšlenka dvouspojkové převodovky je z dob před druhou světovou válkou. Poprvé byla použita u sportovního vozu Audi Quattro S1. V roce 2003 byla poprvé na trh uvedena šestistupňová dvojspojková převodovka DSG od firmy VW ve spolupráci s firmou Borg Warner. Nyní je novinkou sedmistupňová DSG převodovka se suchou spojkou určená pro menší motory s točivým momentem do 250 Nm. [9] [8] [10]





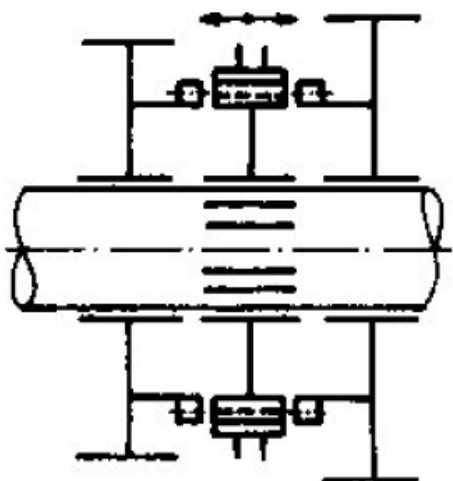
Obr.3.7 Schéma principu řazení a přenos výkonu převodovky DSG [9]

3.8 Řazení rychlostních stupňů pomocí zubových řadících spojek

Při řazení rychlostních stupňů musí dojít k záběru dvojice ozubených kol, které se točí rozdílnou obvodovou rychlostí. Aby řazení vyšších a nižších převodových stupňů nebylo hlučné, nedocházelo k poškození a rázům v ozubení, musí před zařazením dojít k vyrovnání obvodových rychlostí jednotlivých ozubených kol (zubových spojek). [2]

Řazení rychlostních stupňů pomocí zubových řadících spojek bez synchronizace

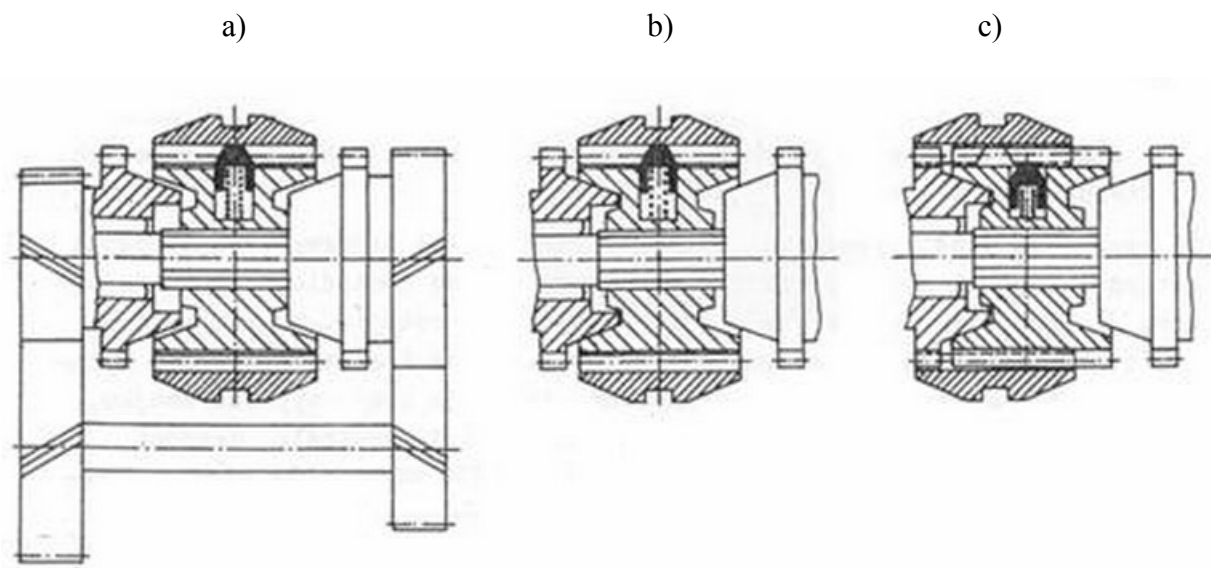
Při použití zubových spojek je soukolí ve stálém převodu a kolo, které se spojuje se zubovou spojkou je volně otočné na hřídeli (obr. 6,7). V drážkování hřídele je uloženo jádro zubové spojky. Objímka zubové spojky je posuvná a svým vnitřním ozubením se nasouvá na vnější ozubení na náboji kola. [2]



Obr. 3.8 Řazení zubovou spojkou [2]

Řazení rychlostních stupňů pomocí zubových řadících spojek se synchronizací

K zajištění hladkého a bezhlučného řazení nižších a vyšších převodových stupňů se používá u zubových spojek synchronizací. Ty jsou součástí všech dopředných převodových stupňů, ale nejsou součástí zpětného chodu. Účelem synchronizace je před zasunutím zubové spojky do záběru pomocí třecí spojky nejprve vyrovnat otáčky obou dílů zubové spojky. [2]



Obr. 3.9 Schéma řazení zubové spojky se synchronizačním zařízením [2]

a) zubová spojka je v neutrální poloze (není zařazen převodový stupeň), b) počátek řazení a synchronizace, c) zubová spojka je spojena (je zařazen převodový stupeň)

4 Návrh odstupňování převodových stupňů:

4.1 Teoretický výpočet dynamických vlastností:

Poloměr valení r_k pro pneumatiky 185/60 R14 H, tlak v pneumatikách 2,2 bar

$$H_p = \text{šířka} * \text{poměr výšky k šířce} = 185 * 0,6 = 111 \text{ [mm]}$$

Průměr disku:

$$d_d = d_{dp} * 25,4 = 14 * 25,4 = 355,6 \text{ [mm]}$$

Celková výška kola:

$$h_c = \frac{h_p + d_d}{1000} = \frac{111 + 355,6}{1000} = 0,467 \text{ [m]}$$

Poloměr valení kola:

$$r_k = \frac{h_c}{2} = \frac{0,467}{2} = 0,233 \text{ [m]}$$

Obvod kola:

$$O_k = 2 * \pi * r_k = 2 * \pi * 0,233 = 1,466 \text{ [m]}$$

Odpor vzduchu pro rychlost 100 [km/h]:

$$o_v = \frac{1}{2} * \rho * v^2 * c_x * s_x = \frac{1,276}{2} * \left(\frac{50}{60}\right)^2 * 0,33 * 2 = 324,907 \text{ [N]}$$

Čelní plocha vozu $s_x = 0,2 \text{ [m}^2\text{]}$, součinitel odporu vzduchu karoserie $c_x = 0,33 \text{ [N]}$,

měrná hmotnost suchého vzduchu $\rho = 1,276 \text{ [kg * m}^3\text{]}$

Součinitel odporu valení pro tlak v pneumatikách 2,2 [bar]:

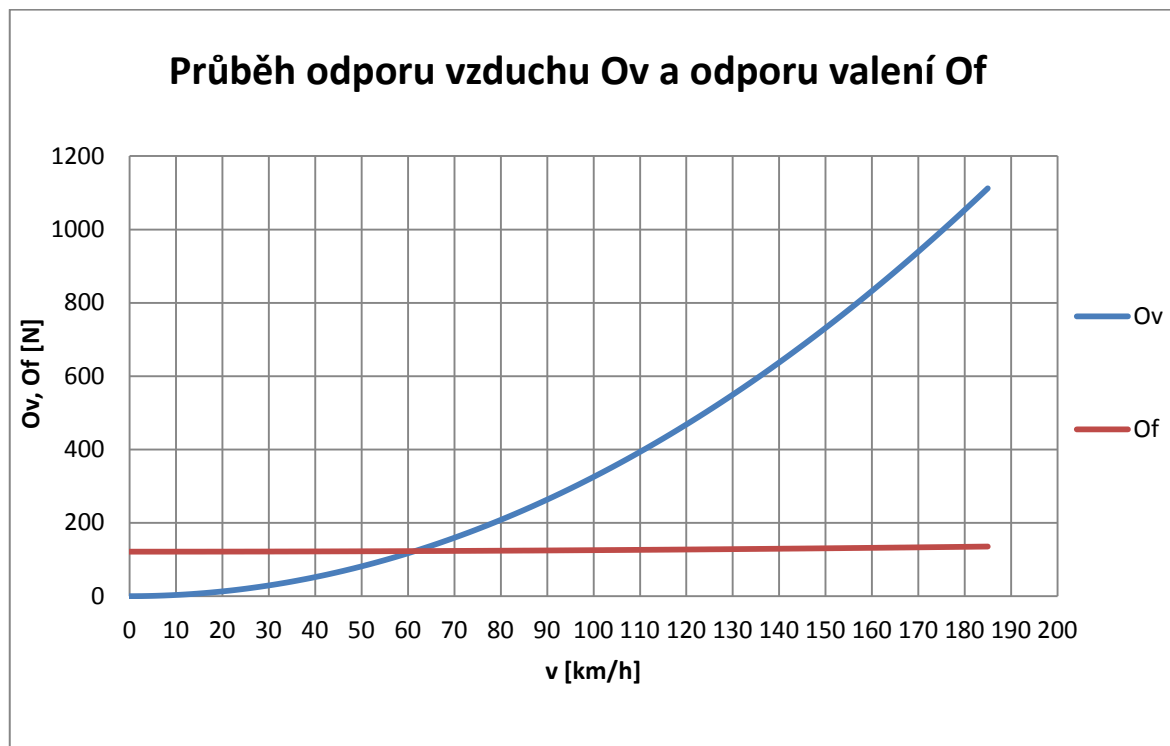
$$f = 0,005 + \frac{1}{p_B} * \left(0,01 + 0,0095 * \left(\frac{v}{100}\right)^2\right)$$

$$f = 0,005 + \frac{1}{2,2} * \left(0,01 + 0,0095 * \left(\frac{100}{100}\right)^2\right) = 0,00988 \text{ [-]}$$

Odpor valení pro rychlost 100 [km/h]:

$$o_f = m * g * \cos \alpha * f$$

$$o_f = (1140 + 150) * 9,81 * \cos(0) * 0,00988 = 125,013 \text{ [-]}$$



Obr. 4.1 Grafické znázornění odporu vzduchu a odporu valení závislé na rychlosti.

Potřebné údaje se nachází v příloze č.5

Síla působící proti pohybu vozidla pro rychlost 100 [km/h]:

Jedná se o sílu, která svým odporem působí proti pohybu vozidla. Uvažujeme, že se automobil pohybuje po rovině, v bezvětrí a netáhne vozík.

$$F_{pp} = O_f + O_v = 125,013 + 324,907 = 449,921 \text{ [N]}$$

Potřebný výkon na kolech pro rychlost 100 [km/h]:

Hodnota P_k udává, kolik výkonu musí být přivedeno na hnací kola, aby byla udržena požadovaná rychlost automobilu.

$$P_k = \frac{F_{pp} \cdot v}{1000} = \frac{449,921 \cdot 27,78}{1000} = 12,498 \text{ [kW]}$$

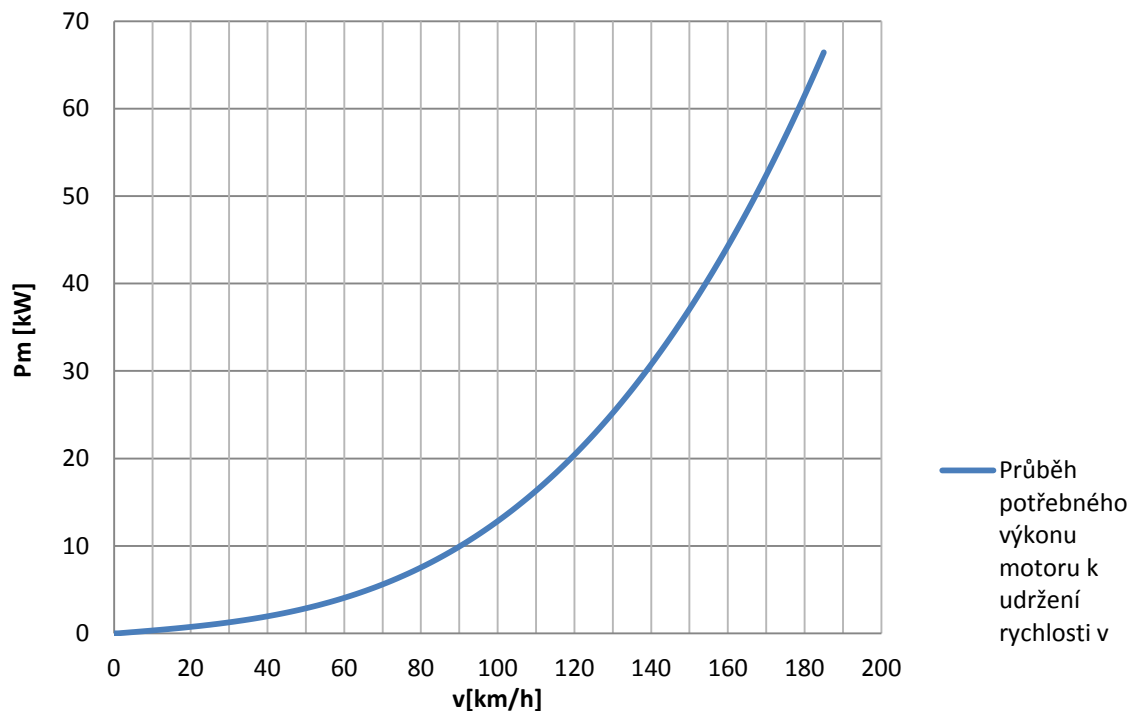
$$v = 100 \left[\frac{\text{km}}{\text{h}} \right] = 27,78 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

Potřebný výkon motoru pro rychlost 100 [km/h]:

Hodnota P_m udává, jaký výkon musí motor vyprodukovat, aby byl automobil schopen udržet požadovanou rychlost. V případě potřeby zvýšení rychlosti, musí mít motor výkonovou rezervu. Účinnost celého převodového ústrojí v našem případě: $\mu = 0,952$.

$$P_m = \frac{P_k}{\mu} = \frac{12,49}{0,95} = 13,156 \text{ [kW]}$$

Průběh potřebného výkonu motoru k udržení rychlosti v



Obr. 4.2 Průběh potřebných výkonů motoru k udržení rychlostí, které jsou uvedeny v příloze č.5

Tabulka vypočítaných hodnot pro rychlost 100 [km/h]

v [km/h]	O_v	f [-]	O_f	$O_f + O_v$ [N]	F_{pp} [N]	P_k [kW]	P_m
100	324,907	0,010	125,013	449,921	449,921	12,498	13,156

4.2 Výpočet originální pětistupňové převodovky 02T:

Stanovené převodové stupně:

i_0	i_1	i_2	i_3	i_4	i_5
3,882	3,455	2,095	1,433	1,079	0,891

Rozsah převodových stupňů:

$$R_i = \frac{i_1}{i_5} = \frac{3,455}{0,891} = 3,878$$

Nejmenší poměr sousedních převodů:

$$q_{12} = \frac{i_1}{i_2} = \frac{3,455}{2,095} = 1,649$$

$$q_{23} = \frac{i_2}{i_3} = \frac{2,095}{1,433} = 1,462$$

$$q_{34} = \frac{i_3}{i_4} = \frac{1,433}{1,079} = 1,328$$

$$q_{45} = \frac{i_4}{i_5} = \frac{1,079}{0,891} = 1,211$$

$$q_{12} > q_{23} > q_{34} > q_{45}$$

Poměr sousedních převodů se zmenšuje, je tedy zřejmé, že se jedná o progresivní odstupňování převodovky Škody Fabie.

Stupeň progresivity:

$$y = \frac{\frac{z^2-3*z+2}{2}}{\sqrt{\frac{R_i}{q_{45}^{z-1}}}} = \frac{\frac{5^2-3*5+2}{2}}{\sqrt{\frac{3,878}{q_{45}^4}}} = 1,214$$

Tabulka vypočítaného rozsahu rychlostních stupňů, nejmenších poměrů sousedních převodových stupňů a stupeň progresivity originální převodovky 02T:

R_i	q_{12}	q_{23}	q_{34}	q_{45}	y
3,878	1,649	1,462	1,328	1,211	1,214

Maximální rychlost na I. rychlostní stupeň v závislosti na otáčkách ($n=1000$ ot/min):

$$v_{\max} = n_{SM} * \frac{1}{i_1} * \frac{1}{i_0} * O_K * 3,6 = 16,667 * \frac{1}{3,455} * \frac{1}{3,882} * 1,466 * 3,6 = 6,558 \text{ [km/h]}$$

Hnací síla na I. rychlostní stupeň v závislosti na otáčkách ($n=1000$ ot/min):

$$F_K = \frac{M_t * i_1 * i_0 * \mu}{r_k} = \frac{86 * 3,455 * 3,882 * 0,95}{0,233} = 4696,896 \text{ [N]}$$

Součinitel vlivu rotujících hmot δ ($n=1000$ ot/min):

$$\delta = 1 + \frac{I_m * (i_1 * i_0)^2 * \mu + I_k}{m * r_k} = 1 + \frac{0,2 * (3,455 * 3,882)^2 * 0,95 + (4 * 1,6)}{(1140 + 150) * 0,233} = 1,00734 \text{ [-]}$$

Orientační hodnoty momentů setrvačnosti I_m :

Druh motoru a vozidla	počet válců	Zdvihový objem [dm ³]	I_m [kgm ²]
Zážehový	2 až 4	0,5 - 1,0	0,10 - 0,15
	4		0,10 - 0,25
Vznětový	4	2,0 - 5,0	0,25 - 1,0
	6	4,0 - 8,0	0,60 - 2,0
	6 až 12	8,0 - 15,0	2,0 - 5,0

Moment setrvačnosti motoru volím z následující tabulky v rozmezí 0,1-0,25

Volím $I_M = 0,2 \text{ [kgm}^2\text{]}$

Pro pneumatiku o rozměrech 185/60 R14H volím $I_k = 1,6 \text{ [kgm}^2\text{]}$

Zrychlení vozidla ($n=1000$ ot/min):

$$a = \frac{F_k - o_f - o_v}{m * \delta} = \frac{4696,896 - 120,815 - 1,397}{(1140 + 150) * 1,00734} = 3,572 \text{ [m * s}^{-2}\text{]}$$

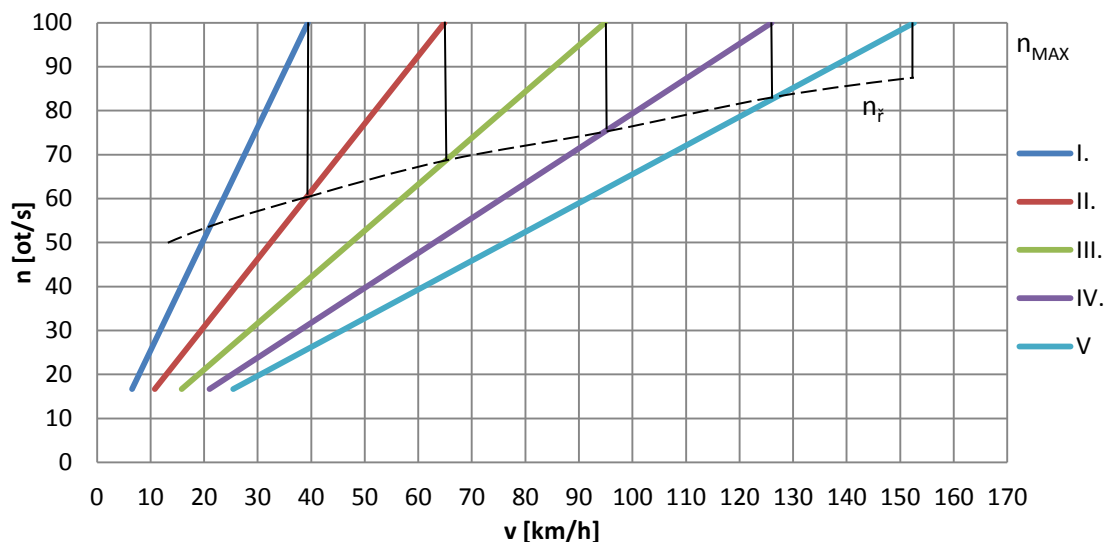
Tabulka vypočtených hodnot originální převodovky 02T pro $n=1000$ [ot/min] při zařazeném prvním převodovém stupni:

I. Rychlostní stupeň					
n [ot/s]	n [ot/min]	v_{\max} [km/h]	F_k [N]	δ [-]	a [m/s ²]
16,667	1000	6,558	4696,896	1,007	3,572

Pomocná tabulka potřebná pro výpočet zrychlení a pro $n=1000$ [ot/min] při zařazeném prvním převodovém stupni:

n [ot/s]	M_t [Nm]	v_{\max} [km/h]	O_v	f	O_f	O_v+O_f
16,667	86	6,558	1,397	0,010	120,815	122,212

Zbytek výše vypočtených hodnot v rozsahu od 1000 [ot/min] do 6000 [ot/min] pro všechny převodové stupně je uveden v tabulce v Příloze č.1 a podle ní je vytvořen pilový diagram pro progresivní odstupňování převodovky.



Obr. 4.2 Pilový diagram progresivního odstupňování originální převodovky Fabie 02T vytvořený, podle hodnot uvedených v Příloze č.1:

4.3 Návrh geometrického odstupňování převodovky 02T:

Stanovené převodové stupně, maximální otáčky a otáčky při max. točivém momentu:

i_0	i_1	i_2	i_3	i_4	i_5	n_{\max} [ot/min]	$n_{M\max}$ [ot/min]
3,882	3,455	2,095	1,433	1,079	0,891	6000	4400

Rozsah převodových stupňů:

$$R_i = \frac{i_1}{i_5} = \frac{3,455}{0,891} = 3,878$$

Maximální přípustný poměr dvou po sobě následujících převodů:

$$q \leq \frac{n_{max}}{n_{Mmax}} = \frac{6000}{4400} \rightarrow q \leq 1,400$$

Počet převodových stupňů:

$$n = \frac{\ln R_i}{\ln q} + 1 = \frac{\ln 3,878}{\ln 1,4} + 1 = 5$$

Nejmenší poměr sousedních převodů:

$$q_{12} = \frac{i_1}{i_2} = \frac{3,455}{2,462} = 1,403$$

$$q_{23} = \frac{i_2}{i_3} = \frac{2,462}{1,755} = 1,403$$

$$q_{34} = \frac{i_3}{i_4} = \frac{1,755}{1,250} = 1,403$$

$$q_{45} = \frac{i_4}{i_5} = \frac{1,250}{0,891} = 1,403$$

$$q_{12} = q_{23} = q_{34} = q_{45}$$

Poměry sousedních převodů se sobě rovnají, je tedy zřejmé, že se jedná o geometrické odstupňování převodovky Škody Fabie.

$$v_{max} = n_{SM} * \frac{1}{i_2} * \frac{1}{i_0} * O_K * 3,6 = 25 * \frac{1}{2,462} * \frac{1}{3,882} * 1,466 * 3,6 = 13,803 \text{ [km/h]}$$

$$F_K = \frac{M_t * i_2 * i_0 * \mu}{r_k} = \frac{96 * 2,462 * 3,882 * 0,95}{0,233} = 3736,296 \text{ [N]}$$

$$\delta = 1 + \frac{I_m * (i_2 * i_0)^2 * \mu + I_k}{m * r_k} = 1 + \frac{0,2 * (2,462 * 3,882)^2 * 0,95 + (4 * 1,6)}{(1140 + 150) * 0,233} = 1,004 \text{ [-]}$$

$$a = \frac{F_k - o_f - o_v}{m * \delta} = \frac{3736,296 - 120,815 - 1,397}{(1140 + 150) * 1,004} = 2,811 \text{ [m * s}^{-2} \text{]}$$

Tabulka vypočtených hodnot originální převodovky 02T pro $n=1500$ [ot/min] při zařazeném druhém převodovém stupni:

II. Rychlostní stupeň					
n [ot/s]	n [ot/min]	v_{\max} [km/h]	F_k [N]	δ [-]	a [m/s ²]
25	1500	13,803	3736,296	1,004	2,811

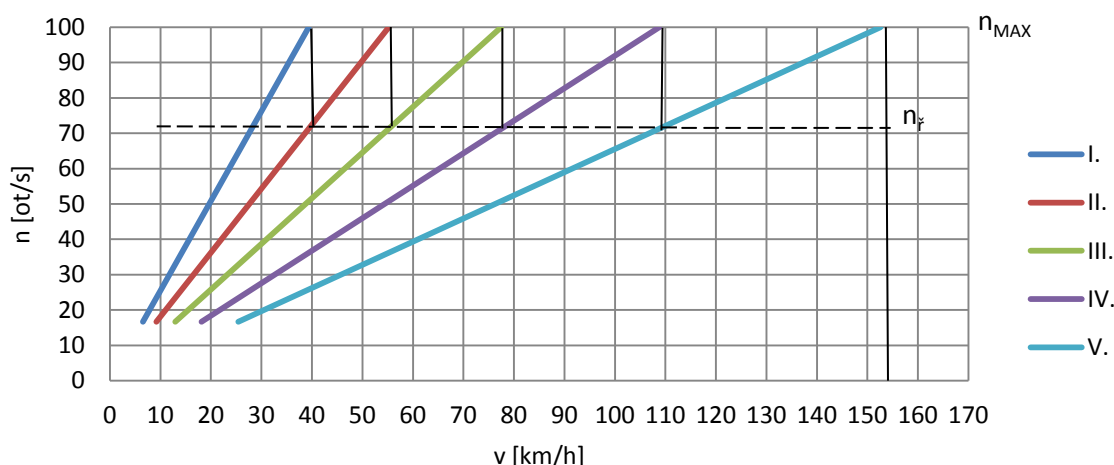
Pomocná tabulka potřebná pro výpočet zrychlení a pro $n=1500$ [ot/min] při zařazeném druhém převodovém stupni:

n [ot/s]	M_t [Nm]	v_{\max} [km/h]	O_v	f	O_f	O_v+O_f
25	96	12,786	5,311	0,010	120,866	126,177

Zbytek výše vypočtených hodnot v rozsahu od 1000 [ot/min] do 6000 [ot/min] pro všechny převodové stupně je uveden v tabulce v Příloze č.2 a podle ní je vytvořen pilový diagram pro geometrické odstupňování převodovky a průběh hnací síly na jednotlivých převodových stupních k rychlosti vozidla a O_v+O_f .

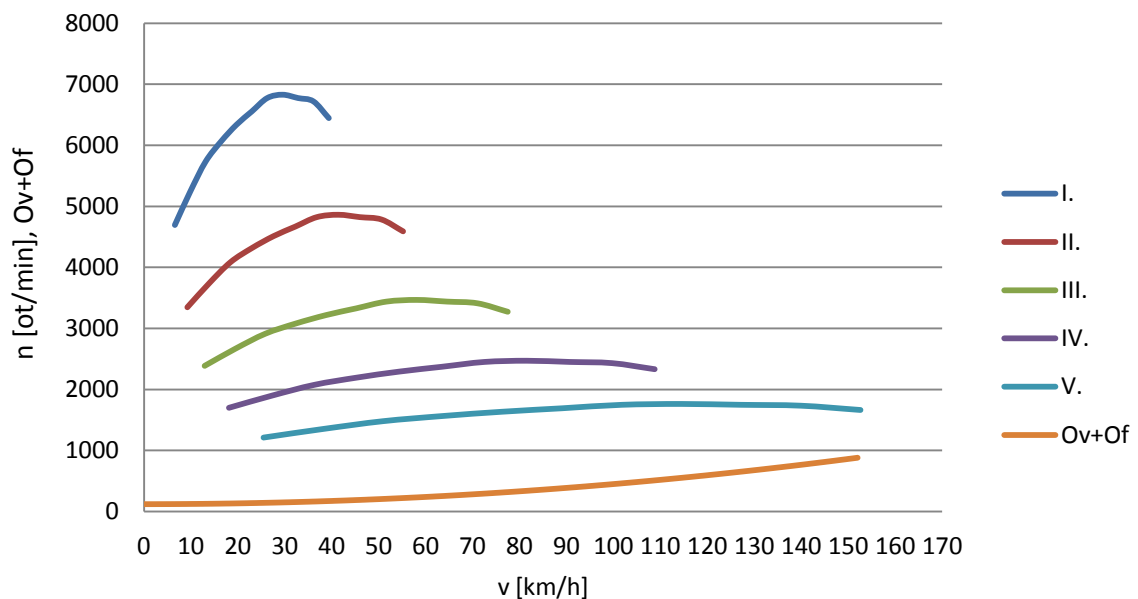
Pilový diagram geometrického odstupňování originální převodovky Fabie 02T vytvořený podle hodnot uvedených v Příloze č.2:

Pilový diagram - geometrické odstupňování



Obr. 4.2 Pilový diagram geometrického odstupňování originální převodovky Fabie 02T vytvořený, podle hodnot uvedených v Příloze č.2:

Průběh hnací síly F_k na jednotlivých převodových stupních k rychlosti vozidla v + součet odporů O_v a O_f



Obr.4.3 F-v diagram odstupňování převodovky 02T

4.4 Návrh a výpočet progresivního odstupňování pětistupňové převodovky:

Stanovené převodové stupně i_1, i_0 , zvolený převodový stupeň i_5 , zvolený poměr sousedních převodů q_{45} a počet převodových stupňů z :

i_1	i_0	i_5	q_{45}	z
3,455	3,882	0,756	1,372	5

$$R_i = \frac{i_1}{i_5} = \frac{3,455}{0,756} = 4,570$$

Stupeň progresivity:

$$y = \sqrt{\frac{z^2-3z+2}{2} \frac{R}{(q_{45})^{z-1}}} = \sqrt{\frac{5^2-3*5+2}{2} \frac{4,570}{1,372^4}} = 1,043$$

$$q_{12} = y^3 * q_{45} = 1,043^3 * 1,372 = 1,558$$

$$i_2 = \frac{i_1}{q_{12}} = \frac{3,455}{1,558} = 2,218$$

$$q_{23} = \frac{q_{12}}{y} = \frac{1,558}{1,043} = 1,493$$

$$i_3 = \frac{i_2}{q_{23}} = \frac{2,217}{1,493} = 1,485$$

$$q_{34} = \frac{q_{12}}{y^2} = \frac{1,558}{1,043^2} = 1,431$$

$$i_4 = \frac{i_3}{q_{34}} = \frac{1,485}{1,431} = 1,038$$

$$q_{45} = \frac{q_{12}}{y^3} = \frac{1,558}{1,043^3} = 1,372$$

$$q_{12} > q_{23} > q_{34} > q_{45}$$

Vypočítaný rozsah rychlostních stupňů R_i , stupeň progresivity y a poměry sousedních rychlostních stupňů q :

R_i	y	q_{12}	q_{23}	q_{34}	q_{45}
4,570	1,043	1,558	1,493	1,431	1,372

Vypočítané převodové poměry i_2, i_3, i_4 :

i_0	i_1	i_2	i_3	i_4	i_5
3,882	3,455	2,217	1,485	1,037	0,756

$$v_{max} = n_{SM} * \frac{1}{i_3} * \frac{1}{i_0} * O_K * 3,6 = 50 * \frac{1}{1,485} * \frac{1}{3,882} * 1,466 * 3,6 = 45,770 \text{ [km/h]}$$

$$F_K = \frac{M_t * i_3 * i_0 * \mu}{r_k} = \frac{116 * 1,485 * 3,882 * 0,95}{0,233} = 2723,008 \text{ [N]}$$

$$\delta = 1 + \frac{I_m * (i_3 * i_0)^2 * \mu + I_k}{m * r_k} = 1 + \frac{0,2 * (1,485 * 3,882)^2 * 0,95 + (4 * 1,6)}{(1140 + 150) * 0,233} = 1,002 \text{ [-]}$$

$$a = \frac{F_k - o_f - o_v}{m * \delta} = \frac{2723,008 - 121,680 - 68,066}{(1140 + 150) * 1,004} = 1,968 \text{ [m * s}^{-2} \text{]}$$

Tabulka vypočtených hodnot navrhované převodovky pro $n=3000$ [ot/min] při zařazeném třetím převodovém stupni:

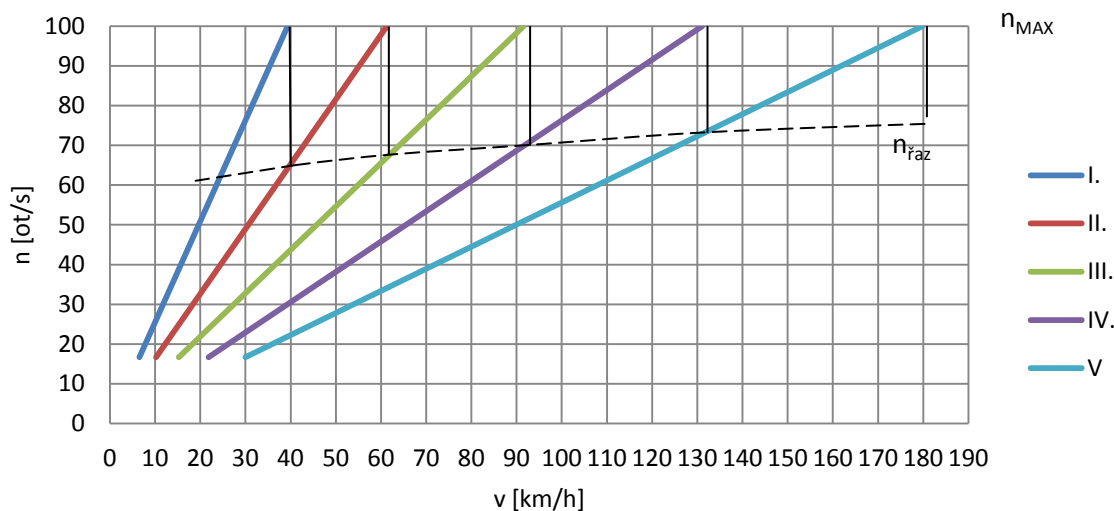
III. Rychlostní stupeň					
n [ot/s]	n [ot/min]	v_{\max} [km/h]	F_k [N]	δ [-]	a [m/s ²]
50	3000	45,770	2723,008	1,002	1,968

Pomocná tabulka potřebná pro výpočet zrychlení a pro $n=3000$ [ot/min] při zařazeném třetím převodovém stupni:

n [ot/s]	M_t [Nm]	v_{\max} [km/h]	O_v	f	O_f
50	116	45,770	68,066	0,010	121,680

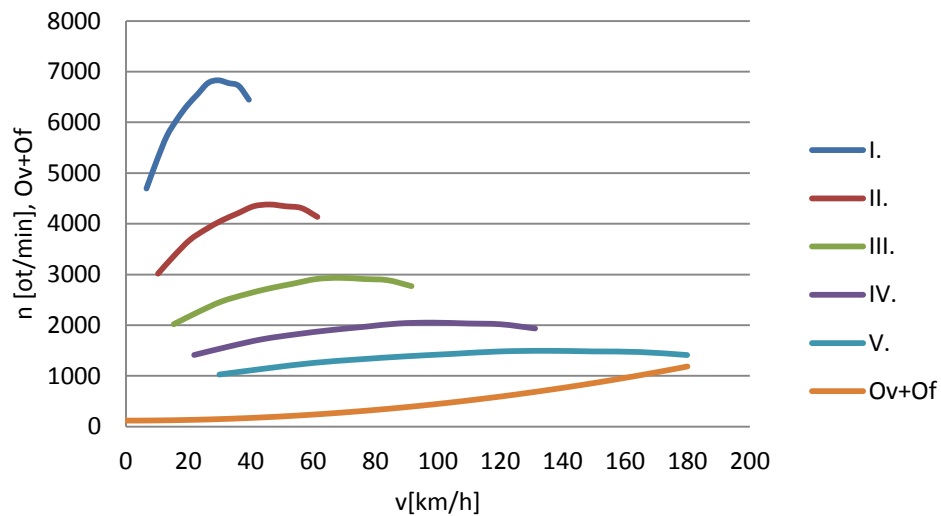
Zbytek výše vypočtených hodnot v rozsahu od 1000 [ot/min] do 6000 [ot/min] pro všechny převodové stupně je uveden v tabulce v Příloze č.3 a podle ní je vytvořen pilový diagram pro progresivní odstupňování převodovky a průběh hnací síly na jednotlivých převodových stupních k rychlosti vozidla a O_v+O_f .

Pilový diagram - progresivní odstupňování



Obr. 4.4 Pilový diagram progresivního odstupňování navrhované pětistupňové převodovky vytvořený podle hodnot uvedených v Příloze č.3

Průběh hnací síly F_k na jednotlivých převodových stupních k rychlosti vozidla v + součet odporů O_v a O_f



Obr. 4.5 F-v diagram odstupňování převodovky

4.5 Návrh a výpočet progresivního odstupňování šestistupňové převodovky:

Stanovené převodové stupně i_1, i_0 , zvolený převodový stupeň i_5 , zvolený poměr sousedních převodů q_{45} a počet převodových stupňů z :

i_1	i_0	i_6	q_{56}	z
3,455	3,882	0,756	1,123	6

$$R_i = \frac{i_1}{i_6} = \frac{3,455}{0,756} = 4,570$$

$$y = \frac{z^2 - 3z + 2}{2} \sqrt{\frac{R_i}{(q_{56})^{z-1}}} = \frac{6^2 - 3 \cdot 6 + 2}{2} \sqrt{\frac{4,570}{1,123^5}} = 1,099$$

$$q_{12} = y^4 * q_{56} = 1,099^4 * 1,123 = 1,635$$

$$i_2 = \frac{i_1}{q_{12}} = \frac{3,455}{1,635} = 2,113$$

$$q_{23} = \frac{q_{12}}{y} = \frac{1,635}{1,099} = 1,489$$

$$i_3 = \frac{i_2}{q_{23}} = \frac{2,113}{1,489} = 1,419$$

$$q_{34} = \frac{q_{12}}{y^2} = \frac{1,635}{1,099^2} = 1,355$$

$$i_4 = \frac{i_3}{q_{34}} = \frac{1,419}{1,355} = 1,047$$

$$q_{45} = \frac{q_{12}}{y^3} = \frac{1,635}{1,099^3} = 1,234$$

$$i_5 = \frac{i_4}{q_{45}} = \frac{1,047}{1,234} = 0,849$$

$$q_{12} > q_{23} > q_{34} > q_{45} > q_{56}$$

Vypočítaný rozsah rychlostních stupňů R_i , stupeň progresivity y a poměry sousedních rychlostních stupňů q :

R_i	y	q_{12}	q_{23}	q_{34}	q_{45}	q_{56}
4,570	1,099	1,635	1,489	1,355	1,234	1,123

Vypočítané převodové poměry i_2, i_3, i_4, i_5, i_6 :

i_0	i_1	i_2	i_3	i_4	i_5	i_6
3,882	3,455	2,113	1,419	1,047	0,849	0,756

$$v_{max} = n_{SM} * \frac{1}{i_4} * \frac{1}{i_0} * O_K * 3,6 = 75 * \frac{1}{1,047} * \frac{1}{3,882} * 1,466 * 3,6 = 97,377 \text{ [km/h]}$$

$$F_K = \frac{M_t * i_4 * i_0 * \mu}{r_k} = \frac{125 * 1,047 * 3,882 * 0,95}{0,233} = 2049,053 \text{ [N]}$$

$$\delta = 1 + \frac{I_m * (i_4 * i_0)^2 * \mu + I_k}{m * r_k} = 1 + \frac{0,2 * (1,047 * 3,882)^2 * 0,95 + (4 * 1,6)}{(1140 + 150) * 0,233} = 1,0017 \text{ [-]}$$

$$a = \frac{F_k - o_f - o_v}{m * \delta} = \frac{2049,05 - 124,795 - 308,086}{(1140 + 150) * 1,0017} = 1,255 \text{ [m * s}^{-2} \text{]}$$

Tabulka vypočtených hodnot navrhované převodovky pro $n=4500 \text{ [ot/min]}$ při zařazeném čtvrtém převodovém stupni:

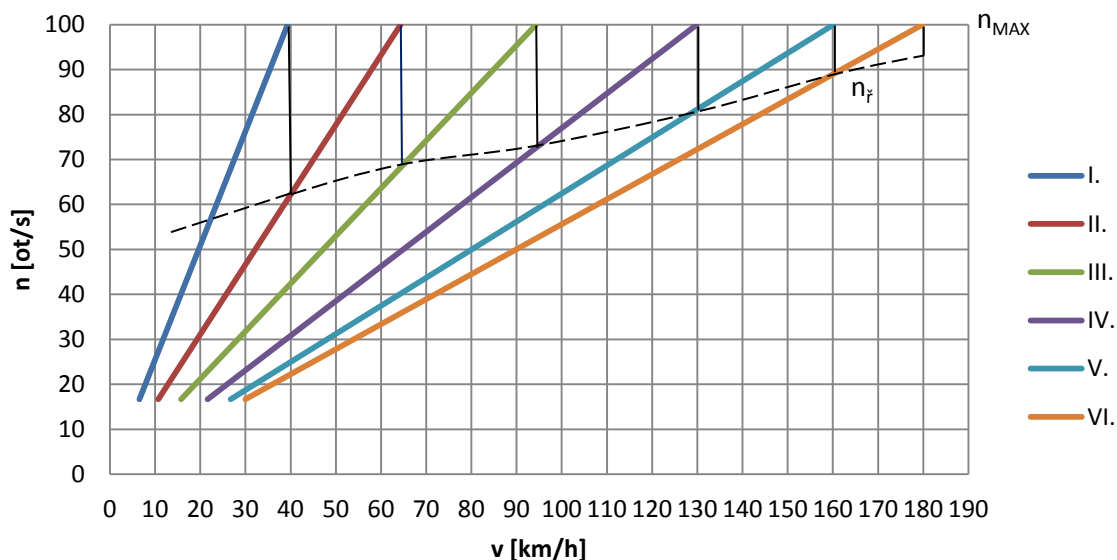
IV. Rychlostní stupeň					
$n \text{ [ot/s]}$	$n \text{ [ot/min]}$	$v_{max} \text{ [km/h]}$	$F_k \text{ [N]}$	$\delta \text{ [-]}$	$a \text{ [m/s}^2 \text{]}$
75	4500	97,377	2049,053	1,002	1,255

Pomocná tabulka potřebná pro výpočet zrychlení a pro $n=4500$ [ot/min] při zařazeném čtvrtém převodovém stupni:

n [ot/s]	M_t [Nm]	v_{\max} [km/h]	O_v	f	O_f	O_v+O_f
75	125	97,377	308,086	0,010	124,795	432,881

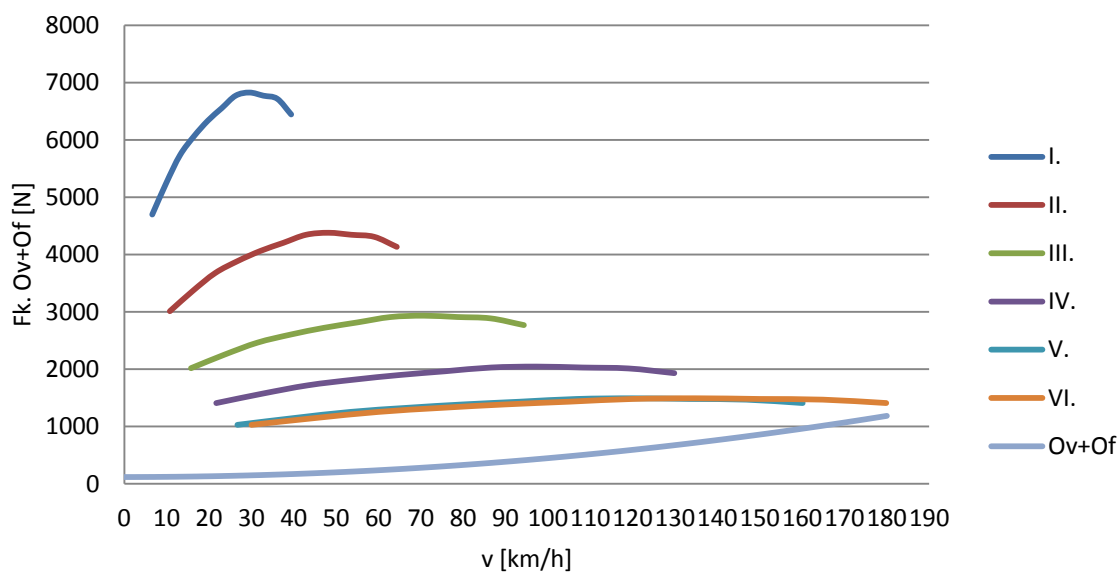
Zbytek výše vypočtených hodnot v rozsahu od 1000 [ot/min] do 6000 [ot/min] pro všechny převodové stupně je uveden v tabulce v Příloze č.4 a podle ní je vytvořen pilový diagram pro progresivní odstupňování převodovky a průběh hnací síly na jednotlivých převodových stupních k rychlosti vozidla a O_v+O_f .

Pilový diagram - progresivní odstupňování



Obr.4.6 Pilový diagram progresivního odstupňování navrhované šestistupňové převodovky vytvořený podle hodnot uvedených v Příloze č.4

Průběh hnací síly F_k na jednotlivých převodových stupních k rychlosti vozidla v + součet odporů O_v a O_f



Obr. 4.5- F - v diagram odstupňování převodovky

5 Závěr

V diplomové práci jsem se zabýval návrhem převodových poměrů převodovky vozu Škoda Fabia 1.4 16V. Práce byla rozdělena na teoretickou a výpočtovou část. V teoretické části bylo rozebráno a popsáno rozdělení nejpoužívanějších převodovek a způsob geometrického a progresivního odstupňování.

Ve výpočtové části jsem nejprve vypočetl dynamické vlastnosti a odpory působící proti jízdě vozidla. Poté jsem přepočítal originální převodovku Fabie 02T a zjistil jsem, že je odstupňována progresivně a maximální rychlost $v_{\max}=152$ km/h.

U geometrického odstupňování je veliký rozdíl rychlostí mezi převodovými stupni I.-II. a IV.-V., proto je lepší progresivní odstupňování, kde je tato nevýhoda odstraněna, protože q není konstantní a zmenšuje se zmenšováním převodového poměru. Max. rychlost, hnací síla, součinitel rotujících hmot a zrychlení je pro dané rychlosti a zařazené převodové stupně stejný. Rozdíl je tedy pouze v rozdílu rychlostí mezi převodovými stupni I-II a IV-V. Proto jsem dále navrhoval převodové poměry pouze progresivním odstupňováním.

Při návrhu jiných převodových stupňů jsem chtěl dosáhnout zvýšení maximální rychlosti, proto jsem zvolil nižší převodový poměr $i_5=0,756$ na pátý převodový stupeň. Na první zařazený stupeň jsou max. rychlost, hnací síla, součinitel rotujících hmot a zrychlení stejné s originální převodovkou. Na druhý převodový stupeň se zvyšuje hnací síla, součinitel rotujících hmot a zrychlení, ale mírně se snižuje max. rychlost oproti převodovce používané ve Fabii. Na třetí převodový stupeň je součinitel rotujících hmot stejný s originální převodovkou, u maximální rychlosti dochází k mírnému poklesu, ale naopak u hnací síly a zrychlení dojde k mírnému navýšení. Na čtvrtý převodový stupeň zůstane součinitel rotujících hmot stejný s originální převodovkou, dojde ke snížení hnací síly a zrychlení, ale k nárůstu maximální rychlosti. Na pátý převodový stupeň zůstane hnací síla a součinitel rotujících hmot stejný s originální převodovkou, ale dochází k výraznému navýšení maximální rychlosti. Bohužel ale také k výraznému snížení zrychlení. Jelikož by mnou navrhovaná převodovka dosahovala sice znatelně vyšší max. rychlosti, ale od 135 km/h výrazně nižšího zrychlení a navíc je veliký rozdíl rychlostí mezi rychlostními stupni I-II a IV- V pokračuji v návrhu šestistupňové převodovky.

Při návrhu šestistupňové převodovky, kde $i_6=0,756$ jsou max. rychlost, hnací síla, součinitel rotujících hmot a zrychlení konstantní s originální převodovkou. Na druhý

převodový stupeň dojde k mírnému snížení maximální rychlosti, ale také k mírnému navýšení hnací síly, součinitele rotujících hmot a zrychlení. Na třetí převodový stupeň dojde k mírnému navýšení hnací síly a zrychlení. Na čtvrtý převodový stupeň dojde k mírnému navýšení maximální rychlosti, ale také k mírnému snížení hnací síly, součinitele rotujících hmot a zrychlení. U pátého rychlostního stupně je maximální rychlost téměř stejná s originální převodovkou, hnací síla a zrychlení se poměrně dost snižuje. Na šestý rychlostní stupeň sice lze dosáhnout rychlosti až 179 km/h, ale protože už na čtvrtý a pátý rychlostní stupeň dochází k poměrně vysokému poklesu zrychlení a převodovka by tedy nebyla účinná a poslední dva převody by byly téměř nepoužitelné, volím pro vůz Škoda Fabia 1.4 16V jako nejlepší alternativu pětistupňovou převodovku 02T.

Závěrem bych rád zdůraznil, že práce je z velké části čistě teoretická a skutečný návrh převodových stupňů by byl o mnoho rozsáhlejší, náročnější a složitější.

Použitá literatura:

- [1] MATĚJKA, Rostislav. *Vozidla silniční dopravy I*. 2. vyd. Žilina: VŠDS, 1990. 224 s. ISBN 80-05-00392-7.
- [2] MATĚJKA, Rostislav. *Vozidla silniční dopravy II*. 3. vyd. Žilina: VŠDS, 1994. 248 s. ISBN 80-7100-074-4.
- [3] ŠALAMOUN, Petr. *Motorová vozidla III*. Dotisk Praha: ČVUT, 1976. 168 s. ISBN 60-994-76-
- [4] KAČMAŘÍK, Ondřej. *Ideový návrh úprav automobilu Škoda Fabia pro zvýšení průjezdnosti*. Pardubice, 2008. Diplomová práce. Univerzita Pardubice. Dopravní fakulta Jana Pernera. Katedra dopravních prostředků.
- [5] HNILICA, Jaroslav. *Realizace výukového modelu pro laboratoř – převodovka*. Pardubice 2009. Bakalářská práce. Univerzita Pardubice. Dopravní fakulta Jana Pernera. Katedra dopravních prostředků a diagnostiky.
- [6] NĚMEČEK, Pavel. *Kolové dopravní a manipulační stroje I: Převodovky* [online]. c2009,[cit.2014-04-05]. Dostupné z: <http://www.ksd.tul.cz/studenti/texty/Kdms1/2-Prevodovky+Odstupnovani.pdf>
- [7] ŠVESTKA, J. *Převodovky s plynule měnitelným převodovým poměrem*. Brno, 2009. 32 s. Bakalářská práce VUT v Brně. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Zdeněk Kaplan, CSc.
- [8] Spojka a převodovka: Převodová ústrojí. [online]. 20.7.2004 [cit. 2014-05-04]. <<http://skoda.panda.cz/rubrika.php3?id=7>>.
- [9] GLATTER, W. *Převodovky automobilů*. Brno, 2010. 48 s. Bakalářská práce VUT v Brně. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Zdeněk Kaplan, CSc.
- [10] RICHTÁŘ, Ing. Michal, ŠMIRAUS a Ing. Pavel DRESLER. *Stavba silničních vozidel* [online]. VŠB TU Ostrava, 2013 [cit. 2014-05-04]. <http://issuu.com/michdor/docs/m9_text>.

Seznam obrázků:

Obrázek 1.1- Schéma sil působících na vozidlo

Obrázek 1.2- F-v diagram odstupňování převodovky

Obrázek 1.3- Pilový n-v diagram pro geometrickou řadu

Obrázek 1.4- Pilový n-v diagram u progresivního odstupňování

Obrázek 2.1- Dvouřídlová převodovka

Obrázek 2.2- Třířídlová převodovka

Obrázek 2.3- Schéma planetového soukolí

Obrázek 2.4- Schéma variátorů

Obrázek 3.1- Schéma třístupňové převodovky s postupným řazením

Obrázek 3.2- Schéma kulisového řadicího ústrojí

Obrázek 3.3- Schéma kulového řadicího ústrojí

Obrázek 3.4- Schéma odloučeného řazení

Obrázek 3.5- Schéma znázornění systému DSG - Audi 0B5 použitý u vozu Audi Q5

Obrázek 3.6- Ukázka principu řazení u DSG převodovky

Obrázek 3.7- Schéma principu řazení a přenos výkonu převodovky DSG

Obrázek 3.8- Řazení zubovou spojkou

Obrázek 3.9- Schéma řazení zubové spojky se synchronizačním zařízením

Obrázek 4.1- Grafické znázornění odporu vzduchu a odporu valení závislé na rychlosti

Obrázek 4.2- Pilový diagram progresivního odstupňování originální převodovky 02T

Obrázek 4.3- F-v diagram odstupňování převodovky 02T

Obrázek 4.4- Pilový diagram progresivního odstupňování navrhované pětistupňové

převodovky vytvořený podle hodnot uvedených v Příloze č.3

Obrázek 4.5- F-v diagram odstupňování převodovky

Obrázek 4.6- Pilový diagram progresivního odstupňování navrhované šestistupňové převodovky vytvořený podle hodnot uvedených v Příloze č.4

Obrázek 4.7- F-v diagram odstupňování převodovky